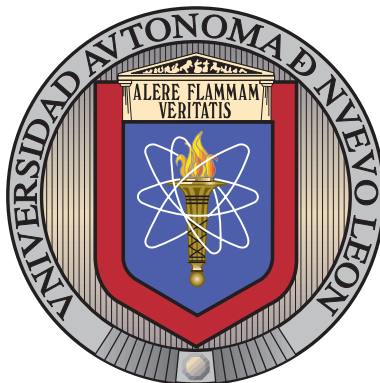


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UNA UNIDAD
CONDENSADORA DE MEDIA TEMPERATURA EN
CONDICIONES DE TEMPERATURA AMBIENTE
VARIABLE

POR

ODLAN LÁZARO SOLER ROMERO

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

AGOSTO 2020

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UNA UNIDAD
CONDENSADORA DE MEDIA TEMPERATURA EN
CONDICIONES DE TEMPERATURA AMBIENTE
VARIABLE

POR

ODLAN LÁZARO SOLER ROMERO

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y RENOVABLE

AGOSTO 2020

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Subdirección de Estudios de Posgrado

Los miembros del comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Evaluación del desempeño de una unidad condensadora de media temperatura en condiciones de temperatura ambiente variable», realizada por el alumno Oclan Lázaro Soier Romero, con número de matrícula 1985283, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



Dr. Santos Méndez Díaz

Director



M.C. Hugo Guadalupe Ramírez Hernández

Co-Director



M.C. Miguel García Yera

Revisor



Dr. Max Salvador Hernández

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudios de Posgrado



San Nicolás de los Garza, Nuevo León, agosto 2020

AGRADECIMIENTOS

Ante todo agradecer a mi madre Juana Luisa Romero Martínez por mostrarme siempre el buen camino y que a pesar de todas las adversidades siempre ha estado ahí como toda una madre ejemplar para darme los consejos justos en los momentos que mas los necesitaba, por ser una madre abnegada y sacrificada. Agradecer a mi abuela Nicolasa Romero Martínez que es mi segunda madre, por ser una mujer que ha dado su vida por ver a sus nietos felices y que siempre nos ha guiado por el buen camino. Siempre agradecido y que dios lo tenga en la gloria, a mi abuelo Lauro Romero Pacheco por todas sus enseñanzas, por el amor que siempre me brindó y sobre todo por haberme enseñado que lo importante de ser un gran hombre es saber cuidar de la familia y ser consecuente con nuestros pensamientos. Agradecerle a mi padre Lazaro Soler Facet que siempre me ha brindado sus consejos y su amor a pesar de la distancia y siempre ha estado presente en los momentos difíciles de mi vida; agradecerle a mis hermanas también, en general a toda mi familia que tanto los quiero.

Un agradecimiento especial a mi tío Adolfo Romero Martínez por su apoyo incondicional y por demostrarme que a pesar de no vernos por más de 12 años, sigue siendo mi segundo padre y que nunca ha dejado de quererme.

Eternamente agradecido con el amor de mi vida, mi novia Inaivis Lázara Ibañez Delgado por ser la mujer que me ha hecho ser mejor cada día, por cuidar de mi, por brindarme su apoyo incondicional y su amor, por confiar en mi a pesar de todas las dificultades que hemos enfrentado. También agradecerle a la familia de mi novia por

todo su apoyo y confianza.

A mi tutor de tesis el Dr. Santos Mendez Díaz le estoy muy agradecido por haberme brindado su apoyo y por haber confiado en mí para trabajar en el proyecto de mi tesis, por mostrarse siempre en disposición de ayudarme con los problemas a los cuales me enfrenté durante mis estudios. Agradecer al Dr. Fausto A. Sánchez, Dr. Arturo Morales y al M.C. Hugo por su apoyo en mi trabajo de tesis y por sus consejos tan valiosos que me permitieron culminar con éxito este proyecto. Agradecerle al Dr. Simón Martínez Martínez y a todo el grupo de investigación de la maestría por brindarme sus conocimientos y permitirme hacer uso de las instalaciones en aras de formarme como un buen profesional.

Agradecerle al gobierno de México, en específico al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por apoyarme con la financiación de mis estudios de maestría, agradecerle también a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (FIME) por haberme acogido como un estudiante más de esta institución y por haberme permitido disfrutar de sus instalaciones.

Por último y no menos importante, agradecerle a todos mis amigos que me aprecian y estiman, su apoyo verdaderamente me ha hecho salir adelante y poder lograr mis objetivos. Le estoy muy agradecido a CLarita, Ibis, Juan Carlos, Francoise, Humberto, Manolito por permitirme formar parte de su familia; a mis amigos de la primaria que no saben cuanto me han ayudado con sus bromas y consejos, a los profesores del departamento del CETER de la CUJAE que también me apoyaron durante este proceso y me formaron como ingeniero, y a mis amigos de la maestría. También agradecer a mi maestro de artes marciales Yosvel Miranda por su apoyo, y brindarme conocimientos valiosos que me han ayudado a soportar toda la carga y el estrés de esta travesía.

DEDICATORIA

*Le dedico este trabajo a mi madre Juana Luisa Romero Martínez,
a mi abuela Nicolasa Romero Martínez y a la memoria
de mi abuelo Lauro Romero Pacheco, por ser mi luz.*

ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos	IV
Dedicatoria	VI
Nomenclatura	XVIII
Resumen	XX
1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Hipótesis	8
1.3. Objetivos	9
1.3.1. Objetivo general	9
1.3.2. Objetivos específicos	9
2. Antecedentes	11
2.1. Ciclo termodinámico de refrigeración por compresión de vapor.	13
2.1.1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	14

2.1.2. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor	16
2.2. Elementos fundamentales de un circuito de refrigeración	17
2.2.1. Condensador	18
2.2.2. Evaporadores	20
2.2.3. Proceso de compresión y compresores	22
2.2.4. Elemento de expansión	25
2.3. Paquetes de unidades de refrigeración	26
2.3.1. Unidades condensadoras	28
2.3.2. Enfriadores y unidades de refrigeración de aire	29
2.3.3. Unidades divididas	30
2.4. Refrigerantes	31
2.4.1. Desarrollo histórico de los refrigerantes	33
2.5. Problemas y protocolos ambientales	35
2.5.1. Capa de ozono y efecto invernadero	35
2.5.2. Parámetros y protocolos ambientales	38
2.5.3. Parámetros ambientales	39
3. Estado del Conocimiento	42
3.1. Desempeño y pruebas en unidades de refrigeración	43
3.2. Refrigerantes en la actualidad	46
3.3. Planteamiento de la Tesis	50

4. Metodología	53
4.1. Método de calorímetro	53
4.1.1. Modificación del tanque evaporador del calorímetro	60
4.2. Evaluación de la unidad condensadora	68
4.2.1. Aspectos fundamentales de la NOM-012-ENER-2019 para la evaluación de unidades condensadoras	69
4.2.2. Unidad condensadora objeto de prueba (UCOP) y condiciones de prueba	71
4.3. Cámara de ambiente controlado e instrumentación	75
4.3.1. Cámara de ambiente controlado y ubicación de la UCOP . . .	76
4.3.2. Instrumentación y sistema de adquisición de datos	78
5. Resultados	81
5.1. Modificación del evaporador del calorímetro	82
5.2. Resultados para la prueba de referencia	85
5.2.1. Resultados de prueba a 35 °C de temperatura ambiente	102
5.3. Discusión de resultados (COP y FEEE).	116
6. Conclusiones y Recomendaciones	118
6.1. Conclusiones de los test realizado a 30 y 35 °C de temperatura am- biente	119
6.2. Recomendaciones	121

A. Apéndice	123
A.1. Gráficos de la zona de estabilidad analizada, referidos al Test de referencia a temperatura ambiente de 30 °C	123
A.2. Gráficos de la zona de estabilidad analizada, referidos al Test a temperatura ambiente de 35 °C	128

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Tasa de crecimiento anual promedio del suministro mundial de fuentes renovables de energía desde 1990 hasta 2016	2
1.2. Suministro total de energía primaria de la OCDE en 2017	3
1.3. Cantidad de sistemas de refrigeración en funcionamiento en todo el mundo por aplicación [31].	5
1.4. Distribución del consumo de electricidad del sector mundial de refrigeración.	6
1.5. Cambio en la temperatura relativa a 1850-1900 en nuestro Planeta.	8
2.1. Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y esquema básico de un sistema de refrigeración.	14
2.2. Diagrama P-h de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor comparado con uno ideal	16
2.3. Esquema simple de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor	19
2.4. Evaporador enfriado por aire. El dispositivo que se observa en la derecha es el distribuidor de refrigerante	21
2.5. Evaporador de enfriamiento líquido en el que el refrigerante hierve dentro de los tubos con aletas.	21

2.6. Esquema de tipos de compresores.	24
2.7. Dispositivo de expansión más usado en la refrigeración.	27
2.8. Unidad condensadora.	28
2.9. Unidad condensadora tipo (Packages).	30
2.10. Unidad de clima tipo Split.	31
2.11. Capas atmosféricas terrestres.	37
4.1. Esquema CAD del calorímetro de fluidos	56
4.2. Esquema representativo del flujo de fluidos del calorímetro	56
4.3. Esquema simplificado de la instalación experimental desde el lado del refrigerante.	57
4.4. Resistencia eléctrica sumergible	58
4.5. Bomba de agua	58
4.6. Válvula reguladora de flujo de refrigerante	59
4.7. Esquema de modificación del evaporador del calorímetro	61
4.8. Función de ajuste para el cálculo del coeficiente volumétrico de ex- pansión térmica	67
4.9. Unidad condensadora objetivo de estudio	72
4.10. Esquema de instalación del banco de prueba	74
4.11. Esquema de instalación de la UCOP	77
4.12. Flujómetro tipo Coriolis	79
4.13. Algoritmo de trabajo con cambios implementados	80

5.1. Tanque evaporador del calorímetro	84
5.2. Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol)	87
5.3. Datos de temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol)	88
5.4. Presión en el compresor	89
5.5. Datos de presión en el compresor	89
5.6. Temperatura en el compresor	90
5.7. Datos de temperatura en el compresor	91
5.8. Temperatura UCOP	92
5.9. Datos temperatura UCOP	92
5.10. Presión UCOP	93
5.11. Datos de presión UCOP	94
5.12. Entalpía evaporador del calorímetro	95
5.13. Datos de entalpía evaporador del calorímetro	95
5.14. Flujo másico refrigerante	96
5.15. Datos de flujo másico refrigerante	97
5.16. Temperatura de evaporación	98
5.17. Datos temperatura de evaporación	98
5.18. Potencia eléctrica UCOP	99
5.19. Datos potencia eléctrica UCOP	100
5.20. Factor de Eficiencia Energético Estandarizado	100

5.21. Datos Factor de Eficiencia Energético Estandarizado	101
5.22. Datos de COP y FEEE	101
5.23. Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol).	103
5.24. Datos de temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol). . . .	103
5.25. Presión del compresor.	104
5.26. Datos de presión del compresor.	105
5.27. Temperatura del compresor.	106
5.28. Datos de temperatura en el compresor.	106
5.29. Temperatura UCOP.	107
5.30. Datos de temperatura UCOP.	108
5.31. Presión UCOP.	109
5.32. Datos de Presión UCOP.	109
5.33. Entalpía evaporador del calorímetro.	110
5.34. Datos de entalpía evaporador del calorímetro.	111
5.35. Flujo másico refrigerante.	112
5.36. Datos del flujo másico refrigerante.	112
5.37. Temperatura de evaporación.	113
5.38. Datos temperatura de evaporación.	114
5.39. Potencia eléctrica.	114
5.40. Datos potencia eléctrica.	115

5.41. Factor de Eficiencia Energético Estandarizado.	115
5.42. Datos Factor de Eficiencia Energético Estandarizado.	116
5.43. Datos de COP y FEEE.	116
A.1. Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol)	123
A.2. Presión en el compresor	124
A.3. Temperatura en el compresor	124
A.4. Temperatura UCOP	125
A.5. Presión UCOP	125
A.6. Entalpía evaporador del calorímetro	126
A.7. Flujo másico refrigerante	126
A.8. Temperatura de evaporación	127
A.9. Potencia eléctrica UCOP	127
A.10. Factor de Eficiencia Energético Estandarizado	128
A.11. Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol).	129
A.12. Presión del compresor.	129
A.13. Temperatura del compresor.	130
A.14. Temperatura UCOP.	130
A.15. Presión UCOP.	131
A.16. Entalpía evaporador del calorímetro.	131
A.17. Flujo másico refrigerante.	132

A.18.Temperatura de evaporación.	132
A.19.Potencia eléctrica.	133
A.20.Factor de Eficiencia Energético Estandarizado.	133

ÍNDICE DE TABLAS

2.1. Propiedades de la Tercera Generación de Refrigerantes	35
2.2. Valores de GWP relativo al CO ₂	40
3.1. Refrigerantes alternativos y propiedades	50
4.1. Valores de constantes para el cálculo de la Ecuación 4.20	66
4.2. Valores de FEEE según la NOM-012-ENER-2019	69
4.3. Diseño de experimentos de la UCOP	75
5.1. Parámetros de entrada para el cálculo de longitud de tubería del ser- pentín	83
5.2. Parámetros geométricos del serpentín del evaporador del calorímetro .	83
5.3. Transferencia de calor para diferentes longitudes de tubería	84

NOMENCLATURA

TPES	Suministro Total de Energía Primaria	-
IIR	Instituto Internacional de Refrigeración	-
GWP	Potencial de Calentamiento Global	-
Gr_d	Número de Grashof	-
Re_d	Número de Reynolds	-
Pr	Número de Prandtl	-
x	Calidad de vapor	-
G	Flujo de velocidad	kg/m^2s
d_i	Diámetro interior	m
d_o	Diámetro exterior	m
ρ	Densidad del fluido	kg/m^3
V	Velocidad	m/s
k	Conductividad térmica	W/mK
\dot{Q}	Calor a transferir	W/m^2
ΔT	Temperatura media logarítmica	K
T_1	Temperatura entrada fluido secundario	$^{\circ}C$
T_2	Temperatura salida fluido secundario	$^{\circ}C$
h_i	Coeficiente individual de transferencia de calor por convección por el interior de la tubería	W/m^2K
h_l	Coeficiente individual de transferencia de calor por convección para el líquido	W/m^2K

h_{nb}	Coficiente individual de transferencia de calor por convección (nucleated boil)	W/m^2K
q	Calor que se desea transferir para calcular número de ebullición (B_o)	W/m^2K
h_{fg}	Entalpía de cambio de fase	J/kg
μ	Viscosidad dinámica	$Pa * s$
k	Conductividad térmica	W/mK
p_{red}	Presión reducida	-
M	Masa molar	$kg/kmol$
T_{dew}	Temperatura de rocío	$^{\circ}C$
T_{bub}	Temperatura de burbuja	$^{\circ}C$
R_a	Número de Rayleigh	-

RESUMEN

Cuando se habla de refrigeración, pensamos en técnicas y tecnologías relativamente modernas, olvidando que incluso en tiempos prehistóricos los humanos almacenaban alimentos en cuevas con paredes húmedas en un intento de preservarlos aprovechando el efecto de enfriamiento natural. Ante la creciente necesidad de mejores condiciones para preservar alimentos y de confort, diferentes tecnologías fueron desarrollándose para mejorar su calidad de vida, lo cual dio pie entre otras muchas cosas a lo que hoy día conocemos como refrigeración.

El aspecto fundamental de la refrigeración es lograr y mantener una temperatura inferior a la del entorno. La industria de la refrigeración se está expandiendo en todo el mundo para satisfacer las crecientes necesidades de garantizar el confort de los humanos, además de la preservación de los alimentos, y para procesos industriales entre otros; siendo así hoy día prácticamente indispensable para nuestras labores diarias. Para conseguirlo deben instalarse equipos acondicionadores de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año. La capacidad del equipo se determina teniendo en cuenta las exigencias instantáneas de la máxima carga, real o efectiva. El tipo de control a utilizar dependerá de las condiciones que deben mantenerse durante las cargas máxima y parcial, generalmente es imposible medir las cargas reales máxima o parcial en un espacio dado, por lo que es preciso hacer un cálculo de dichas cargas.

Un aspecto importante a tener en cuenta en la actualidad es el impacto medioambiental que provocan los equipos de refrigeración, en su proceso de producción,

explotación, y cuando son desechados al cumplir con su tiempo de vida útil. Esto representa un gran reto para la sociedad debido a que, cada vez son menos los recursos energéticos provenientes de fuentes primarias de combustibles, las cuales se encargan de generar la electricidad para suplir la demanda de estos equipos, y los niveles de contaminación debido a la quema de estos combustibles son alarmantes. Otro factor importante es el uso de refrigerantes que afectan a la capa de ozono como son: clorofluorocarbonos, hidroclorofluorocarbonos e hidrofluorocarbonos, y que también contribuyen con el calentamiento global.

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto en este trabajo se estudiará una unidad condensadora comercial de media temperatura, bajo diferentes condiciones de temperatura ambiente; con el objetivo de evaluar el desempeño de la misma implementando la norma oficial mexicana NOM-012-ENER-2019. Para llevar a cabo este estudio contamos con una cámara de ambiente controlado y con una plataforma computacional que permite determinar la eficiencia del ciclo de refrigeración, así como el Factor de Eficiencia Energético Estandarizado como se establece en la norma NOM-012. También se llevó a cabo el rediseño del evaporador del calorímetro como parte de la infraestructura del Laboratorio de Ambiente Controlado, con el objetivo de garantizar una correcta realización de las pruebas como lo establece la norma NOM-012 y poder cumplir con las capacidades de refrigeración necesaria. De los resultados obtenidos se evidencia la evolución temporal de las variables de interés para la evaluación del desempeño de la unidad condensadora, se concluyó que un aumento de la temperatura ambiente contribuye a la reducción de la eficiencia del ciclo, así como el Factor de Eficiencia Energético Estandarizado, y conlleva a que el tiempo de estabilización en la medición de las variables de interés aumente.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentan la motivación que dio pie a la realización de este trabajo desde una perspectiva global y nacional, teniendo en cuenta la gran importancia de la refrigeración en nuestra sociedad moderna. Por otra parte se presenta el planteamiento general de este trabajo, haciendo mención de la hipótesis y los objetivos para la posterior validación de la misma.

1.1 MOTIVACIÓN

En la actualidad cada vez son más las iniciativas para promover el uso intensivo de las fuentes renovables de energía como una alternativa para mitigar el impacto nocivo que tiene el uso desmedido de los combustibles fósiles sobre la salud de las personas y los ecosistemas. El aprovechamiento de las energías renovables representa una alternativa debido a que contribuye a reducir la presión sobre los recursos energéticos provenientes de las fuentes convencionales y suministra energía en condiciones donde no hay alternativas.

Desde 1990, las fuentes de energía renovable han crecido a una tasa promedio anual del 2%, que es un poco más alta que la tasa de crecimiento del Suministro Total de Energía Primaria (TPES) mundial, 1.7% como se muestra en la Figura 1.1 [2]. El crecimiento ha sido especialmente alto para la energía solar fotovoltaica y eólica, que creció a tasas anuales promedio de 37.3% y 23.6% respectivamente. El uso de biogases tuvo la tercera tasa de crecimiento más alta con 12.3% como se evidencia en el gráfico de la Figura 1.1, seguido de la energía solar térmica con 11.5% [2].

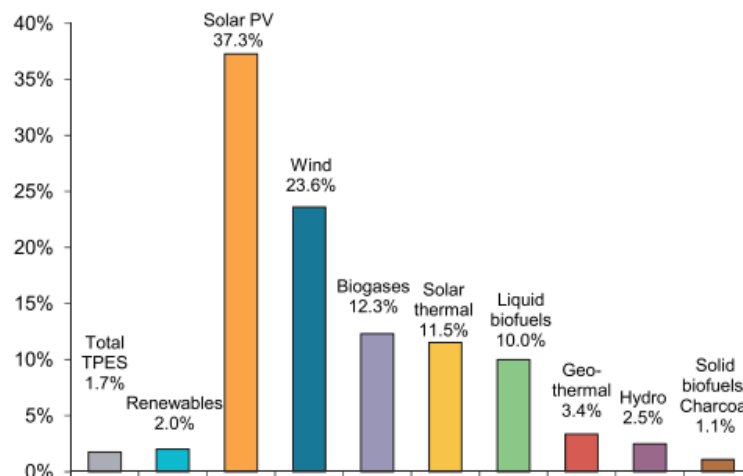


Figura 1.1: Tasa de crecimineto anual promedio del suministro mundial de fuentes renovables de energía desde 1990 hasta 2016

Aproximadamente la mitad del suministro de energía primaria renovable en los países de la Organización para la Cooperación Económica y el Desarrollo (OCED) se utiliza en los sectores de transformación para generar electricidad y calor. El 36.9 % de las energías renovables se utilizan para la producción de electricidad y calor en todo el mundo, mientras que el 43.1 % se usa en los sectores residencial, comercial y público [2].

Estudios recientes indican que, en el año 2017, la proporción de energías renovables en el suministro total de energía primaria de la OCED alcanzó un nuevo máximo del 10.2 % como se observa en la Figura 1.2 [2]. OCED Europa experimentó un aumento en TPES renovables de 14.0 % en 2016 a 14.3 % en 2017. OECD América mostró un aumento en TPES renovables de 8.4 % a 8.6 % en el mismo período. La OCDE de Asia también experimentó un aumento en la participación de renovadores en TPES de 4.9 % a 5.0 % [2].

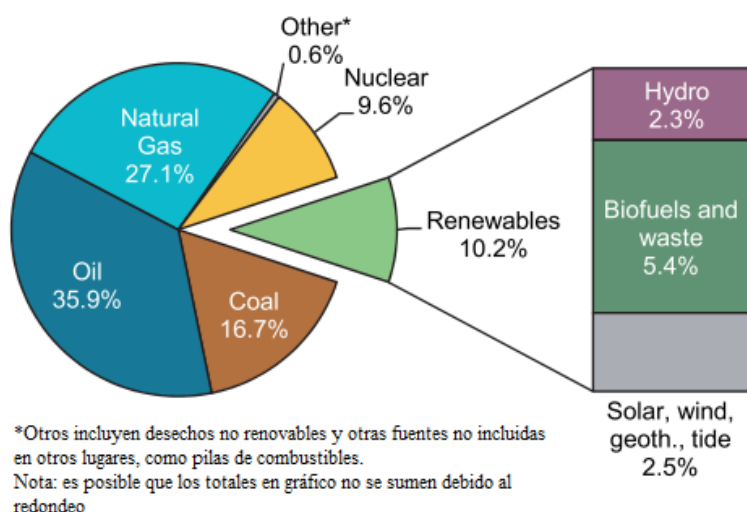


Figura 1.2: Suministro total de energía primaria de la OCDE en 2017

El aumento de la participación de fuentes renovables en la OCDE Europa es el resultado de la implementación de políticas sólidas de apoyo a las energías renovables a finales de los años 90 y principios de los 2000, en particular la directiva de la Unión Europea de aumentar la participación de las energías renovables al 20 % para 2020, que incluye objetivos para los países individuales. La cuota renovable de **TPES** en

la OCDE América alcanzó un nuevo récord del 9.1 % en 2017, desde el 6.3 % en 2000. En la OCDE Asia-Oceanía, la proporción de suministro de energía primaria renovable aumentó del 3.4 % en 2000 al 5.2 % en 2017 [2].

En México el consumo energético no es diferente al del resto del mundo, para el año 2017 según el balance anual realizado por la Secretaría de Energía, aumentó en un 1.2 % el consumo de energía respecto al año anterior, con un valor de 9,249.75 PJ. Los sectores en que se desagrega el consumo energético total son: el transporte, que es el sector más intensivo en uso de energía, representando el 44.0 %; el industrial que consumió 35.0 %; el residencial comercial y público con 17.6 %; y el agropecuario con 3.4 % [40].

En la actualidad la refrigeración ha logrado desarrollarse a tal nivel, que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor representan un 80 % de la industria de este mismo sector en el mundo [29]. Con los datos que se muestran en la Figura 1.3, los cuales fueron reportados por la *International Institute of Refrigeration* (IIR) [31], se evidencia el impacto que tienen hoy día las diferentes técnicas de refrigeración y el alcance de la misma. También podemos ver que este es un sector al cual hay que prestarle mucha atención en cuanto a consumo energético se refiere, debido a la gran capacidad instalada que hay en todo el mundo; por tal motivo se trabaja en reducir los índices de consumo energético en este sector, desarrollando equipos mas eficientes e implementando tecnologías novedosas como lo son las fuentes renovables de energía acopladas para la generación de la electricidad que demandan los equipos de refrigeración. La implementación de fuentes renovables de energía contribuye a mitigar el impacto nocivo, producto de la quema de combustibles fósiles para generar la electricidad que demanda este sector, donde se emiten gases contaminantes que afectan la atmósfera terrestre, y contribuyendo también a la disminución del indice de consumo energético proveniente de las fuentes convencionales de energía.

Aplicaciones	Sectores	Equipamiento	Número de unidades en operación
Refrigeración y comida	Refrigeración doméstica	Refrigeradores y congeladores	1.5 billones
	Refrigeración comercial	Equipos de refrigeración comercial (incluidas unidades de condensación, equipos independientes y sistemas centralizados)	90 millones
	Transporte refrigerado	Vehículos refrigerados (furgonetas, camiones, semirremolques o remolques)	4 millones
		Contenedores refrigerados («reefers»)	1.2 millones
Aire acondicionado	Acondicionadores de aire	Sistemas refrigerados por aire	600 millones
		Enfriador de agua	2.8 millones
	Sistemas móviles de aire acondicionado.	Vehículos con aire acondicionado (turismos, vehículos comerciales y autobuses)	700 millones
Refrigeración y salud	Medicina	Máquinas de resonancia magnética (MRI)	25,000
Refrigeración en la industria	Gas Natural Licuado (LNG)	Terminales de recepción (LNG)	110
		Trenes de licuefacción	92
		Flota de petroleros (buques) (LNG)	421
Bombas de calor		Bombas de calor (equipos residenciales, comerciales e industriales, incluidos aires acondicionados reversibles aire-aire)	160 millones
Ocio y deporte.		Pistas de hielo	13,500

Figura 1.3: Cantidad de sistemas de refrigeración en funcionamiento en todo el mundo por aplicación [31].

Según datos reportados por el IIR en el 2015, dentro del 17.2 % del consumo de energía total en el mundo por parte de la industria de la refrigeración, el sector residencial contribuye con un 45 %, el sector industrial 39 % y el sector terciario finalmente consume el 16 % de la energía total, Figura 1.4 [31].

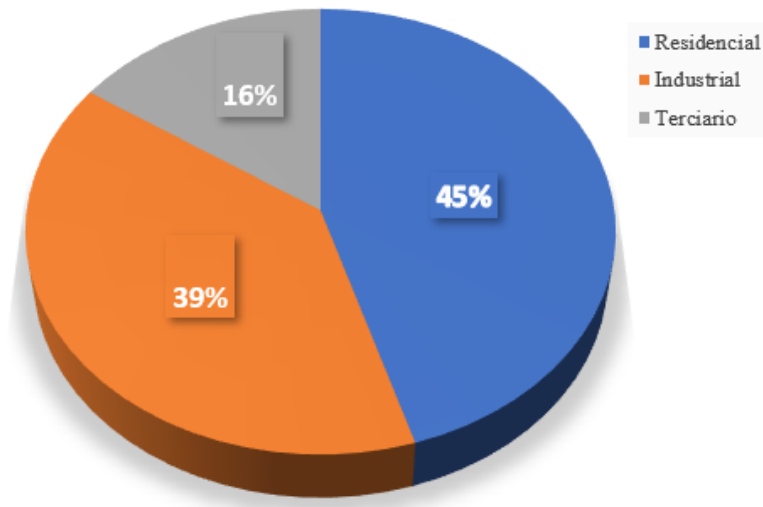


Figura 1.4: Distribución del consumo de electricidad del sector mundial de refrigeración.

Según la Secretaría de Energía (SENER) al cierre de 2017, México presentó un índice de independencia energética equivalente a 0.76, es decir se puso un 24.0 % menos de energía a disposición para las actividades de consumo dentro del territorio nacional. Este índice nos da el grado en que México puede cubrir su consumo de energía derivado de su producción, con lo cual podemos ver que aún en el territorio nacional existe una dependencia de las importaciones de energía para satisfacer la demanda [40]. La SENER estima que la energía consumida por el sector industrial y residencial en México durante el 2016, representó el 32 % y 14 % del consumo energético, y el sector transporte representó el 47 % de la energía total consumida. A través de datos reportados por el Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI), se conoce que el refrigerador es el segundo electrodoméstico más usado dentro de la población nacional con una contribución del 84 %, y por otro lado con una menor utilización el aire acondicionado con un 14 % de uso por la población [28].

Dentro de los aspectos importantes a considerar en el sector de la refrigeración, se encuentran los refrigerantes, que son sustancias que pueden ser muy dañinas para nuestro medio ambiente y en algunos caso hasta nocivas para el ser humano. Según datos provistos por instituciones afines al sector de la refrigeración, se cree

que la industria de la cadena de frío es responsable de aproximadamente 2.5 % de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero, a través de los efectos directos e indirectos del consumo de energía [17]. Alrededor del 20 % del impacto del calentamiento global de los sistemas de refrigeración se debe a emisiones directas (fugas) de fluorocarburos (CFC, HCHC, HFC), estos por su alto valor de potencial de calentamiento global (GWP), mientras que el 80 % restante se debe a las emisiones indirectas producidas por la quema de combustibles convencionales para suministrar la energía eléctrica que se demanda en los procesos de refrigeración [29]. Dentro de las aplicaciones de la refrigeración por compresión de vapor, los refrigerantes más utilizados en los países desarrollados son los HFC. El sector de refrigeración comercial representa el 40 % del consumo de HFC en el sector de refrigeración / aire acondicionado, y en los países en desarrollo se estima que esto es 131 millones de toneladas métricas de CO₂ equivalente [36]. Todo esto nos lleva a la necesidad de estudiar los equipos de refrigeración, en las condiciones reales que son implementados, con el objetivo de obtener el desempeño de los mismos, y poder detectar bajo qué condiciones de trabajo son menos eficientes ó que tengan un mayor consumo energético, para luego trabajar en la solución a estos problemas, de ahí la importancia de este trabajo.

El impacto del consumo de las fuentes de energía convencionales por parte del sector industrial y doméstico en todas sus vertientes, así como el uso de gases que provocan la degradación de la capa de ozono y el efecto invernadero en nuestro planeta, ha repercutido en el aumento de la temperatura media global. Dicha información se evidencia en la Figura 1.5 donde según la *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC) [30] la temperatura media de nuestro planeta ha incrementado en los últimos años.

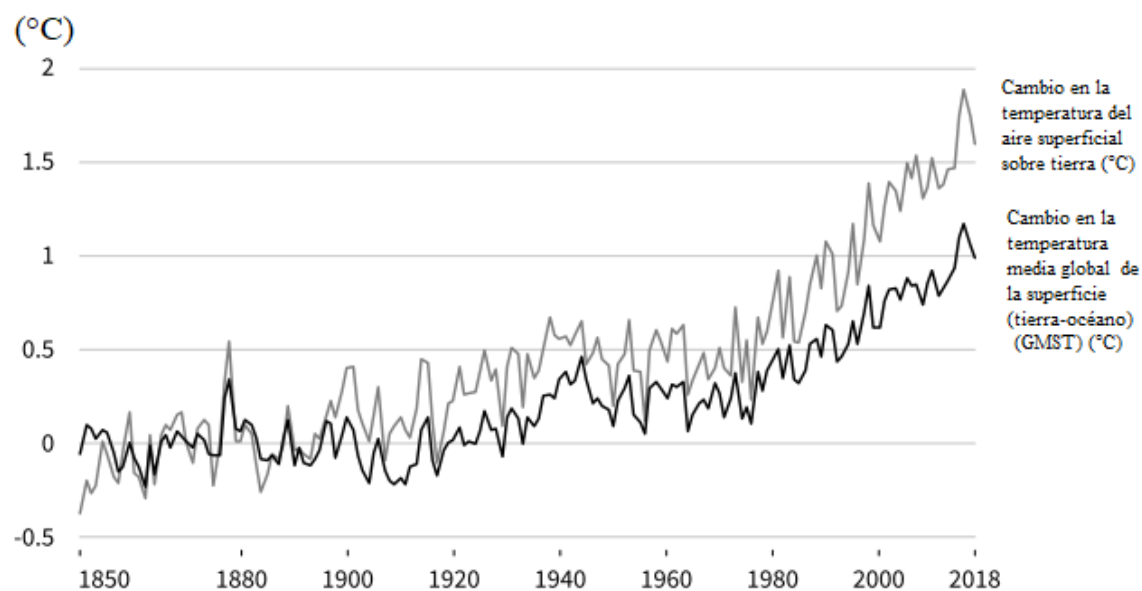


Figura 1.5: Cambio en la temperatura relativa a 1850-1900 en nuestro Planeta.

1.2 HIPÓTESIS

La norma oficial mexicana NOM-012-ENER-2019 para la evaluación de unidades condensadoras, no toma en cuenta condiciones variables de temperatura ambiente. Teniendo en cuenta que la temperatura ambiente a lo largo del país es variable, pudiera requerirse un método de prueba adecuado para futuras revisiones de la norma, ya que un aumento en la temperatura ambiente puede impactar negativamente en el desempeño de estos equipos, reduciendo el Factor de Eficiencia Energético Estandarizado.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Obtener el desempeño de una unidad condensadora comercial de media temperatura, a través de la implementación de la norma oficial mexicana NOM-012-ENER-2019, además de estudiar el efecto de la temperatura ambiente en el desempeño energético de la unidad condensadora.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir en base la norma oficial mexicana **NOM-012-ENER-2019** los parámetros fundamentales para evaluar una unidad condensadora comercial de media temperatura.
- Estudiar y comprender el entorno de trabajo del software **LabVIEW**, para el control de las variables de interés en la experimentación y la posterior adquisición de los datos.
- Definir la configuración adecuada de la instalación de la **Unidad Condensadora Objeto de Prueba**, dentro de la cámara de ambiente controlado para la obtención correcta de los datos y evitar problemas técnicos.
- Desarrollar una metodología de cálculo para el rediseño del evaporador del calorímetro, teniendo en cuenta que el intercambiador de calor es de tipo helicoidal con orientación vertical, y la transferencia de calor se dará entre un fluido monofásicos (etilenglicol mezclado con agua en estado liquido) y un fluido bifásico (refrigerante R-404A).
- Entregar el modelo CAD del evaporador del calorímetro, donde se reflejen las

modificaciones realizadas al mismo.

- Presentar los gráficos donde se evidencie la evolución temporal de las variables de interés medidas, así como los datos estadísticos, que permitan una correcta evaluación del desempeño de la unidad condensadora en las condiciones impuestas.

CAPÍTULO 2

ANTECEDENTES

En este capítulo se presentan los antecedentes relacionados con el campo de la refrigeración, donde se muestra que es un ciclo característico de refrigeración, los principales componentes que lo constituyen, los refrigerantes y su función dentro del ciclo, entre otros aspectos que son de interés para este trabajo.

Producto de la necesidad creciente de confort demandada por la sociedad moderna, la industria de la refrigeración ha realizado numerosos aportes los cuales han contribuido con el mejoramiento de nuestra calidad de vida y con un avance sustancial en lanzamiento de nuevas tecnologías. Dentro de un sector tan importante como lo es la refrigeración, es necesario un constante desarrollo tecnológico, con el objetivo de hacer más eficientes y menos costosos los procesos de refrigeración doméstica, industrial y del confort humano, y también para contribuir con el cuidado de nuestro medio ambiente.

Una de las áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es el transporte de energía de una región de temperatura inferior hacia una de temperatura superior [13]. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración [13]. La refrigeración tiene varias aplicaciones dentro de las cuales se encuentran la conservación de alimentos y medicamentos, acondicionamiento de locales para el confort humano y de locales con fines médicos, para proceso industriales, entre otros áreas que son de interés para la sociedad. Para una correcta aplicación es necesario tener bien delimitadas las áreas que se requieran refrigerar con el aislamiento térmico adecuado, hacer el cálculo exacto de la carga térmica que se requiera remover, y hacer una buena selección de los equipos o dispositivos que componen el sistema refrigeración.

Algunos de los sistemas de refrigeración que se han desarrollado para mantener los espacios refrigerados, en las condiciones deseadas, se encuentran:

- **Refrigeración por compresión de vapor:** En este sistema el refrigerante es condensado y evaporado alternadamente para luego ser comprimido en su fase de vapor donde el elemento que realiza el trabajo de compresión es un compresor.
- **Refrigeración transcritical:** En este caso el compresor eleva la presión del gas por encima de la presión crítica, el calor es liberado a la atmósfera por medio de un enfriador donde este gas no cambia de fase. Este ciclo como se

planteó no utiliza condensador, sino un enfriador de gas, y luego de expandirse este entra como una mezcla al evaporador donde se evapora por medio del calor absorbido, y entra como gas al compresor para completar el ciclo de refrigeración.

- **Refrigeración en cascada:** Este ciclo de refrigeración consiste en un conjunto de ciclos de compresión de vapor en serie, tal que el condensador de un ciclo de temperatura inferior proporcione calor al evaporador de un ciclo de mayor temperatura. Estos sistemas de refrigeración son comunes cuando se requieren temperaturas de evaporación relativamente bajas.
- **Refrigeración por absorción:** El refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido. El sistema de refrigeración por absorción es un medio de producir frío que, al igual que en los sistemas por compresión de vapor, aprovecha la propiedad de ciertas sustancias de absorber calor al cambiar de estado líquido a gaseoso.
- **Refrigeración termoeléctrica:** Consiste en la remoción de calor desde un área hacia otra utilizando energía eléctrica como transportador en vez de refrigerante. Los dispositivos utilizados en estos sistemas están constituidos por uniones P-N conectadas en serie interconectando dos paredes cerámicas, y al ser conectadas a una fuente de corriente directa (D.C), el calor se transporta de una cara hacia la otra, creando así un lado frío y otro caliente.

2.1 CICLO TERMODINÁMICO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

La refrigeración o ciclo termodinámico de refrigeración es un proceso mediante el cual hacemos que la temperatura dentro de un local descienda por debajo de la

temperatura ambiente. Dentro del espacio a refrigerar siempre hay pérdidas energéticas, aunque este haya sido aislado térmicamente. Por tal motivo se requiere de un circuito cerrado mediante el cual se transfiere el calor a través de un fluido refrigerante, provocando que este sufra una serie de cambios termodinámicos producto de la ganancia y pérdida de energía.

2.1.1 CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

Un ciclo ideal de refrigeración se muestra en la Figura 2.1, donde se muestran las etapas por las que pasa el refrigerante en un ciclo de refrigeración. Cada proceso en la figura representa lo siguiente:

- (1-2) Compresión isentrópica en un compresor.
- (2-3) Rechazo de calor a presión constante en un condensador.
- (3-4) Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.
- (4-1) Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

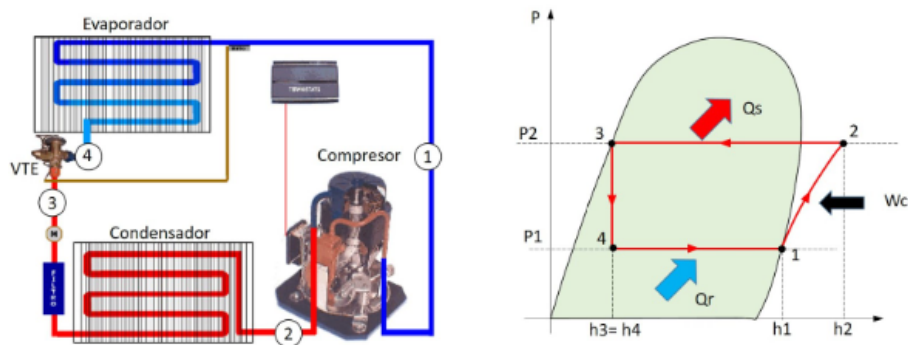


Figura 2.1: Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor y esquema básico de un sistema de refrigeración.

Como se observa en la Figura 2.1, podemos ver el ciclo de refrigeración, donde en el punto 1 el refrigerante entra al compresor como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión de condensación. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isoentrópica, hasta un valor superior a la temperatura del ambiente. En el proceso siguiente el refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, producto del rechazo de calor hacia el medio exterior. En este estado la temperatura sigue siendo superior a la del medio circundante. Luego el líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión de evaporación al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar, estos mecanismos de expansión pueden variar en dependencia de las aplicaciones que se requieran. Posterior a la expansión del refrigerante la cual se realiza isoentálpicamente, la temperatura del mismo desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante en el estado 4 entra como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo el calor del local donde se requiere mantener una temperatura determinada. La absorción de calor ocurre en el evaporador, el refrigerante sale como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo [13]. En el proceso de refrigeración el refrigerante sufre cambios de fase y también en su temperatura, esto es producto de la energía que absorbe o rechaza, a la energía que solo provoca un cambio en la temperatura de la sustancia se le llama calor sensible, y por otra parte la que provoca el cambio de fase se le denomina calor latente. El calor absorbido durante el proceso de fusión se le llama calor latente de fusión y es equivalente a la liberación de energía durante la solidificación. También en el proceso donde se absorbe energía durante la vaporización se le denomina calor latente de vaporización o calor latente de cambio de fase, y equivale a la energía liberada durante el proceso de condensación.

2.1.2 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

La diferencia entre un ciclo de refrigeración real de uno ideal son las irreversibilidades que ocurren en varios de los componentes que constituyen el circuito de refrigeración. Dentro de las irreversibilidades más comunes que se producen en el ciclo de refrigeración, son las causadas por la fricción del fluido (genera caídas de presión), y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. En la Figura 2.2 se muestra en un diagrama (P vs h) de un ciclo real de refrigeración, destacándose la diferencia con un ciclo ideal marcado en líneas discontinuas [13].

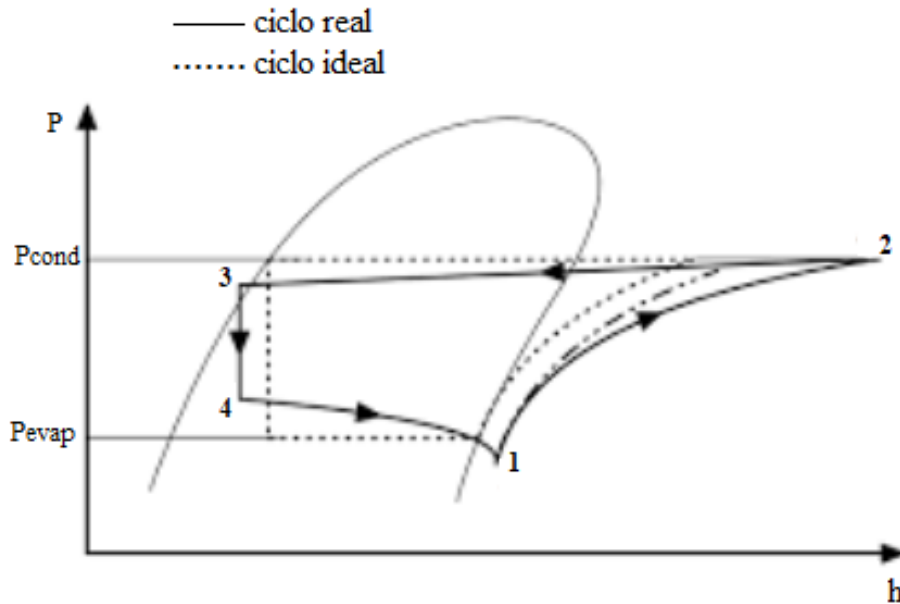


Figura 2.2: Diagrama P - h de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor comparado con uno ideal

En el proceso ideal el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado, en la práctica es muy complicado evitar pequeñas fracciones de líquido en ese punto del ciclo, lo cual se logra eliminar con un diseño del evaporador que permita un pequeño sobrecalentamiento para así garantizar que no haya presencia de líquido a la entrada del compresor. Otro aspecto es que la línea que conecta el evaporador con el compresor en la mayoría de los casos suele ser muy larga, y por consiguiente existe

una caída de presión por fricción del fluido y una transferencia de calor del medio al refrigerante provocando que se eleve la temperatura del mismo. Teniendo en cuenta lo anteriormente planteado, provoca que se incremente el volumen específico del refrigerante, y por consiguiente un aumento en las exigencia de entrada de potencia al compresor, puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico [13].

En el ciclo real el proceso de compresión no es isoentrópico, esto es producto de los efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, pudiendo aumentar o disminuir la entropía en dependencia de la dirección. Para el caso de la etapa de condensación es inevitable tener caídas de presión, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de expansión. Dentro del ciclo se requiere que el refrigerante que llegue a la válvula de expansión esté en fase líquida, por lo cual se subenfía para garantizar que llegue totalmente líquido. Esto se debe de tener presente debido que al entrar el refrigerante al evaporador este tiene una entalpía menor, lo cual nos permite extraer mayor calor del medio a refrigerar.

2.2 ELEMENTOS FUNDAMENTALES DE UN CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN

Para que los sistemas de refrigeración produzcan el efecto deseado para el cual fueron diseñados, es indispensable que estos cuenten con ciertos elementos que son fundamentales para que el refrigerante pueda absorber el calor del medio que se desea refrigerar y luego ese calor absorbido pueda ser rechazada hacia otro medio (medio ambiente donde se encuentre el condensador), y esto hacerlo de manera eficiente durante su período de explotación. A continuación se describen estos componentes que permiten llevar a cabo de manera eficiente un ciclo básico de refrigeración.

2.2.1 CONDENSADOR

El propósito del condensador en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor es aceptar el gas caliente a alta presión del compresor y enfriarlo eliminando primero el sobrecalentamiento y luego el calor latente, de modo que el refrigerante se condense nuevamente. Además, el líquido suele estar ligeramente subenfriado; en casi todos los casos el medio de enfriamiento será aire o agua [26]. En un ciclo ideal de refrigeración el proceso de condensación ocurre a presión y temperatura constante, donde el compresor realiza el trabajo sobre el refrigerante antes de entrar al condensador provocando así que se establezca una presión en la línea (compresor-condensador) llamada presión de alta o presión de condensación.

El calor por unidad de masa que se transfiere al medio circundante es igual a la diferencia de entalpías específica en la entrada y a la salida del evaporador y se calcula según la Ecuación 2.1 [13]. En la Figura 2.3 se evidencia en donde se produce el rechazo y absorción de calor por parte del refrigerante dentro del circuito de refrigeración y cual es la dirección de la circulación del refrigerante.

$$Q_R = h_2 - h_3 \quad (2.1)$$

Cada término de esta ecuación representa lo siguiente:

Q_R : Calor por unidad de masa rechazado en el condensador [kJ/kg]

h_2 : Entalpía específica a la entrada del condensador [kJ/kg]

h_3 : Entalpía específica a la salida del condensador [kJ/kg]

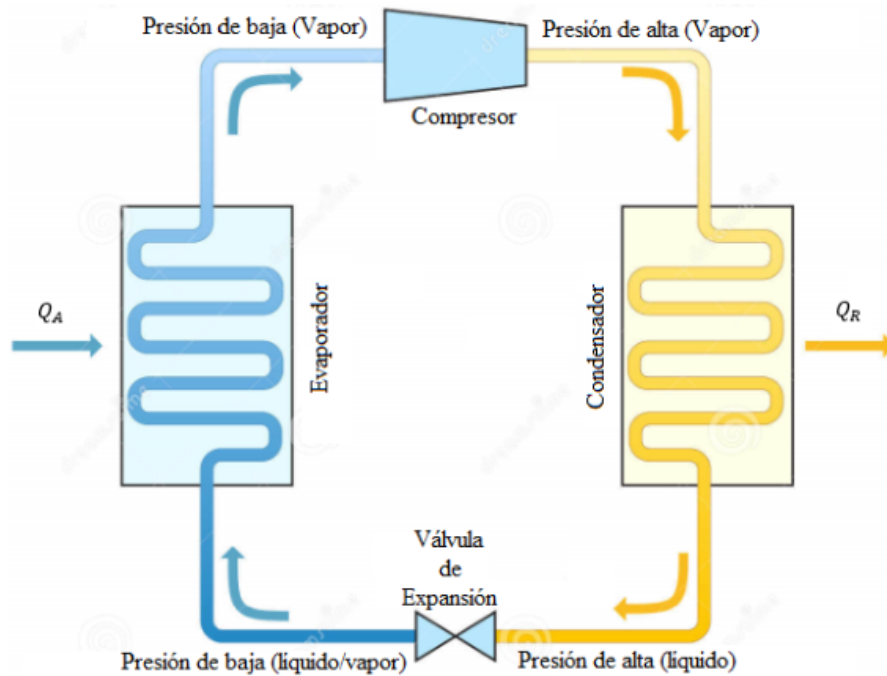


Figura 2.3: Esquema simple de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Dentro de las diferentes tecnologías existentes para la condensación, que se implementan en los ciclos de refrigeración se encuentran las siguientes:

- **Condensadores refrigerados por aire:** El condensador refrigerado por aire más simple consiste en un tubo plano que contiene el refrigerante, colocado en aire quieto y que depende de la circulación natural del aire, y también los de circulación forzada del aire que se logra por medio de un ventilador. Un ejemplo referido a una circulación libre del aire es el condensador del refrigerador doméstico, que también puede tener una superficie secundaria en forma de cables de soporte y espaciadores [26].
- **Condensadores enfriados por agua:** La mayor capacidad de calor y la densidad del agua lo convierten en un medio ideal para el enfriamiento del condensador.
- **Condensador evaporativo:** Este efecto de enfriamiento de la evaporación del agua se puede aplicar directamente a las tuberías de refrigerante del conden-

sador en el condensador evaporativo. El flujo másico de agua sobre los tubos del condensador debe ser suficiente para asegurar la humectación de la superficie del tubo, y será del orden de 80-160 veces la cantidad evaporada. El flujo másico de aire debe ser suficiente para eliminar el vapor de agua formado, y se debe alcanzar un compromiso con las variaciones esperadas en las condiciones ambientales; una cifra promedio es $0.06 \text{ kg} / (\text{s kW})$ [26].

2.2.2 EVAPORADORES

El propósito del evaporador es recibir fluido de baja presión y baja temperatura de la válvula de expansión y ponerlo en contacto térmico cercano con la carga. El refrigerante toma su calor latente de la carga y sale del evaporador como un vapor saturado. Los evaporadores se clasifican según su patrón de flujo de refrigerante y su función. La función del evaporador es enfriar la carga de gas, líquido u otro producto. En la mayoría de los casos, primero se enfría el aire o un líquido, y luego se usa para enfriar la carga. Por ejemplo, en una cámara fría, el aire se enfría y este aire enfría los productos almacenados, lográndose bajar la temperatura de los productos por medio del intercambio de calor con el aire que se encuentra a una temperatura más baja. En un sistema de enfriador de agua, el agua circula para enfriar la carga por medio del intercambio de calor entre el aire del local y el fluido refrigerante en este caso agua, [26]. El patrón de flujo de refrigerante dentro de la unidad evaporadora depende del método para garantizar la extracción de aceite del evaporador y su retorno al cárter. Los evaporadores que mantienen el aceite en movimiento por medio de la velocidad continua del fluido, hasta que vuelve a la succión del compresor, se denominan expansión en seco. En estos casos el refrigerante se evapora totalmente [26].

En la mayoría de los evaporadores de refrigeración, el refrigerante hierve en los tubos y enfría el fluido que pasa por el exterior de los tubos. Los evaporadores que hierven refrigerante en los tubos a menudo se llaman evaporadores de expansión

directa. En la Figura 2.4 se muestra un evaporador de enfriamiento de aire y en la Figura 2.5 podemos observar un evaporador de enfriamiento de agua, donde este último tiene aletas internas con el objetivo de incrementar la transferencia de calor en el lado del refrigerante.



Figura 2.4: Evaporador enfriado por aire. El dispositivo que se observa en la derecha es el distribuidor de refrigerante



Figura 2.5: Evaporador de enfriamiento líquido en el que el refrigerante hierve dentro de los tubos con aletas.

Para calcular la cantidad de calor por unidad de masa absorbido por el refrigerante (efecto de refrigeración), se emplea la Ecuación 2.2, donde se obtiene el calor

intercambiado producto de la diferencia de entalpía, entre la salida y la entrada del evaporador.

$$Q_A = h_1 - h_4 \quad (2.2)$$

Cada término de esta ecuación representa lo siguiente:

Q_A : Calor absorbido por el refrigerante en el evaporador [kJ/kg]

h_4 : Entalpía específica a la entrada del evaporador [kJ/kg]

h_1 : Entalpía específica a la salida del evaporador [kJ/kg]

En caso de que se quiera obtener la potencia calórica absorbida por el refrigerante, debemos multiplicar por el flujo de refrigerante lo que resulte del cálculo utilizando la Ecuación 2.2.

Otra clasificación de los evaporadores es atendiendo al tipo de circulación del fluido el cual hace contacto con los canales o tubos por donde circula el refrigerante:

- Evaporador de circulación forzada
- Evaporador de circulación natural

2.2.3 PROCESO DE COMPRESIÓN Y COMPRESORES

Para un ciclo ideal de refrigeración en la compresión se considera que el refrigerante no sufre cambio en sus propiedades a lo largo de la tubería de succión desde la salida del evaporador hasta la entrada del compresor. El refrigerante se comprime isoentrópicamente y no existen pérdidas energéticas debido a la fricción entre sus componentes. A la salida del compresor el refrigerante sale como vapor sobrecalentado a la presión de condensación, donde dicha presión se mantendrá constante idealmente hasta la entrada de la válvula de expansión. Dicho aumento de presión

es debido a un trabajo ejercido por parte del compresor sobre el fluido refrigerante, y esto provoca un aumento en la energía del fluido (aumento de entalpía), donde la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del compresor será el trabajo realizado por el mismo sobre el fluido [46].

El compresor es el corazón de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Su función es elevar la presión del refrigerante y proporcionar la fuerza primaria para hacer circular el refrigerante. El refrigerante produce así el efecto de refrigeración en el evaporador, se condensa en forma líquida en el condensador y se estrangula a una presión más baja a través del dispositivo de estrangulación [48].

Debido a lo rápido que ocurre el proceso de compresión, por lo general se comporta como una compresión adiabática, debido a que el tiempo en el que ocurre es muy corto y las pérdidas energéticas son prácticamente despreciable en ese tiempo. Entre la succión y la descarga claramente existe una diferencia de presión, esta relación de presiones se le conoce como relación de compresión o relación de presión, la cual es una variable adimensional y se expresa por la Ecuación 2.3 [19].

$$r_p = \frac{P_{desc,abs}}{P_{suc,abs}} \quad (2.3)$$

Los términos de la ecuación anterior representan lo siguiente:

$P_{desc,abs}$: Presión absoluta de descarga del compresor o presión de alta.

$P_{suc,abs}$: Presión absoluta de succión del compresor o presión de baja.

El trabajo mecánico realizado por el compresor sobre el refrigerante se puede determinar mediante la diferencia de entalpías a la entrada y a la salida del mismo, y luego multiplicarlo por la equivalencia mecánica de calor J ($J=778 \text{ N}\times\text{m}$). Debido al trabajo ejercido por el compresor el cual lo absorbe el refrigerante en forma de calor, provoca que se aleje más de la curva de saturación, lo cual debe de tenerse en cuenta a la hora de diseñar el circuito de refrigeración para garantizar un proceso

más eficiente [19].

El trabajo del compresor por unidad de masa se puede calcular como se muestra en la Ecuación 2.4:

$$W_{comp} = h_1 - h_2 \quad (2.4)$$

Los términos de la ecuación anterior representan lo siguiente:

W_{comp} : Trabajo del compresor por unidad de masa del refrigerante [kJ/kg]

h_1 : Entalpía en la succión del compresor [kJ/kg]

h_2 : Entalpía en la descarga del compresor [kJ/kg]

Los compresores se pueden dividir en dos tipos, desplazamiento positivo y dinámico. Los tipos de desplazamiento positivo comprimen volúmenes discretos de gas a baja presión reduciendo físicamente los volúmenes que causan un aumento de presión, mientras que los tipos dinámicos aumentan la velocidad del gas a baja presión y posteriormente la reducen de una manera que provoca un aumento de presión. En la Figura 2.6 podemos ver de manera esquemática estos tipos de compresores anteriormente mencionados y el grupo al cual pertenecen [26].

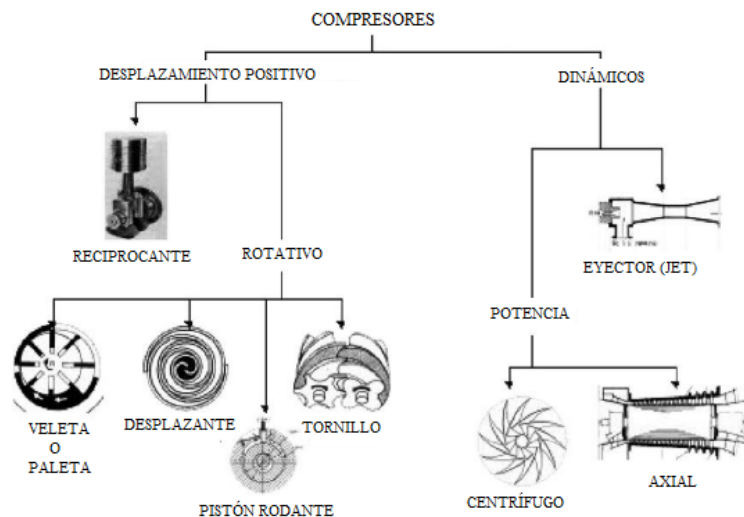


Figura 2.6: Esquema de tipos de compresores.

2.2.4 ELEMENTO DE EXPANSIÓN

En un sistema de refrigeración, la válvula de expansión es un dispositivo de regulación ajustable a través del cual el refrigerante a presión de condensación se estrangula a presión de evaporación o presión entre etapas. Al mismo tiempo, la válvula de expansión regula su apertura para alimentar la cantidad requerida de refrigerante al evaporador para cumplir con la carga de refrigeración en el evaporador [48]. La caída de presión del refrigerante al pasar por la válvula de expansión ocurre de manera isoentálpica, ya que este no realiza trabajo en esa etapa. A la entrada del elemento restrictor, el refrigerante debe de llegar como líquido subenfriado a la presión de condensación, para garantizar así que todo el refrigerante se expanda; que desde luego en un ciclo real habrá una pequeña variación en esa presión debido a las pérdidas por fricción en la tubería y accesorios; luego este refrigerante se expandirá isoentálpicamente hasta alcanzar la presión de evaporación quedando en la fase de mezcla [13].

Los dispositivos de expansión más usados para un circuito de refrigeración son los siguientes:

- **Tubo capilar** (1): Este es un dispositivo no modulador y tiene ciertas limitaciones, pero dará un control razonablemente efectivo sobre una amplia gama de condiciones si se selecciona y aplica correctamente. Son comunes los orificios de tubo de 0.8–2 mm con longitudes de 1–4 m. El tubo capilar solo se instala en equipos fabricados y probados en fábrica, con cargas de refrigerante exactas. No es aplicable a los sistemas instalados en campo [46].
- **Válvula de expansión termostáticas** (2): Esta válvula posee un elemento sensor de calor llamado (bulbo sensor), este detectará si hay un sobrecalentamiento excesivo a la salida del evaporador, y mediante el refrigerante que se evapora dentro de ese bulbo será capaz de controlar la apertura o cierre de la válvula, para aumentar o disminuir el flujo de refrigerante en función de la

temperatura de sobrecalentamiento a la salida del evaporador [46].

- **Válvula de flotador (3).** Las válvulas de flotación controlan la alimentación de refrigerante al evaporador para mantener un nivel de líquido específico. Los dos tipos de válvulas de flotador utilizadas en el control del refrigerante son las válvulas de flotador del lado alto y las válvulas de flotador del lado bajo [48].
- **Válvula de expansión a presión constante (4).** La válvula de expansión de presión de contacto mantiene una presión constante en su salida (la entrada al evaporador). Detecta la presión del evaporador, y cuando esa presión cae por debajo del punto de control, la válvula se abre más. Cuando la presión del evaporador se eleva por encima del punto de control, la válvula se cierra parcialmente
- **Válvula de expansión electrónica (5).** Este tipo de válvula se acciona mediante un control electrónico, el cual recibe la señal de los sensores de temperatura instalados a la salida del evaporador y a la entrada de la válvula, para luego controlar la apertura y cierre de la válvula en función del sobrecalentamiento del refrigerante que se dese a la salida del evaporador.

En la Figura 2.7 se muestran los tipos de válvulas más comunes que se utilizan en los procesos de refrigeración.

2.3 PAQUETES DE UNIDADES DE REFRIGERACIÓN

El acondicionamiento o climatización de locales se ha venido desarrollando desde mucho tiempo con el objetivo de mejorar nuestra calidad de vida, para la preservación de alimentos, procesos industriales, e incluso en el sector de la medicina ya es casi imprescindible puesto que este sector demanda de ciertas condiciones muy

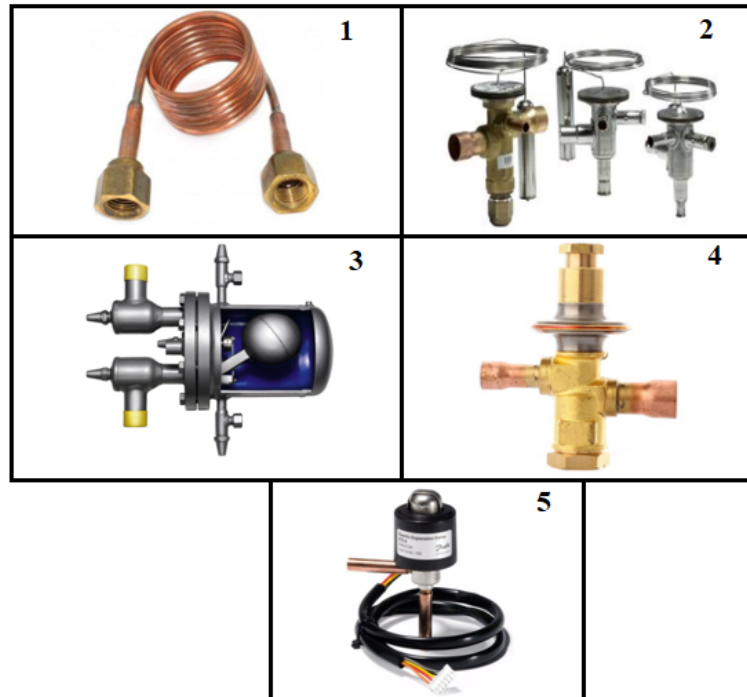


Figura 2.7: Dispositivo de expansión más usado en la refrigeración.

específicas y de estricto cumplimiento para poder llevar a cabo con éxito las labores que en ella se realizan.

En el sector automotriz ya en los años 1930 se empezó a trabajar en los Acondicionadores de Aire Automotrices (Automotive Air-Conditioners AAC) cuando General Motors Research Laboratories concibió la idea del sistema de compresión de vapor con refrigerante R-12. Determinaron que la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado (AC) automotriz era de 1 tonelada, es decir, 200 Btu por minuto. Esta estimación fue la mitad de la capacidad de enfriamiento del sistema actual. El trabajo en AC automotriz culminó en General Motors con el desarrollo de un prototipo de unidad autónoma que se instaló en el maletero de un Cadillac de 1939 [22].

2.3.1 UNIDADES CONDENSADORAS

Una unidad de condensación es un conjunto de elementos que comprende el compresor, el condensador (ya sea refrigerado por aire o por agua) montado en una placa base o marco, y todas las tuberías de conexión, junto con el cableado y los controles necesarios para que el equipo funcione, esto lo podemos ver en la Figura 2.8

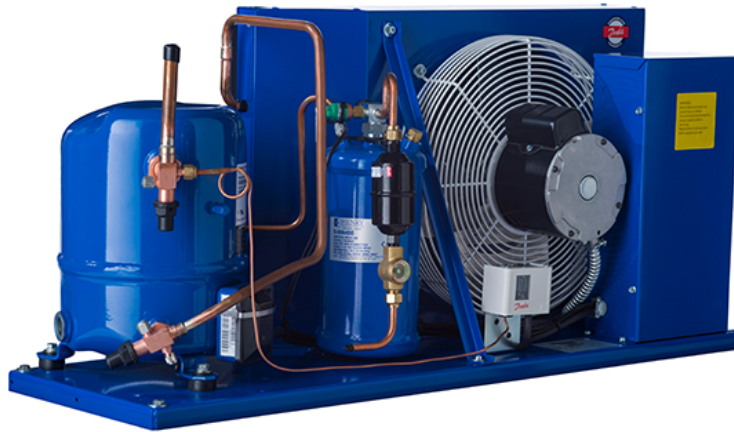


Figura 2.8: Unidad condensadora.

Generalmente las unidades condensadoras incluyen un receptor de líquido y están listas para la conexión del sitio a un evaporador. Se pueden incluir accesorios como interruptores de corte de presión, secador de línea de líquido, separador de aceite, receptor de vapor para que el compresor no succione directamente de la línea, elemento de control de presión (presostato) a la entrada y salida del compresor el cual se encarga principalmente de proteger la integridad del compresor, mirilla y control de velocidad del ventilador, y la especificación debe ser cuidadosamente revisada. Las unidades destinadas a aplicaciones al aire libre tienen carcasas resistentes a la intemperie y pueden ser adecuadas para montaje en pared o piso. Algunos fabricantes de unidades de condensación enfriadas por aire ofrecen una gama de tamaños de condensadores para cada compresor, y estos deben compararse estrechamente en términos de mayor servicio y menores costos de funcionamiento. Un condensador pequeño dará como resultado una temperatura de condensación más alta y, por lo

tanto, una caída en el efecto de refrigeración, ya que el líquido ingresa a la válvula de expansión más caliente y una disminución del volumen bombeado debido a la menor eficiencia volumétrica. También habrá un aumento en la potencia del motor de accionamiento [26].

2.3.2 ENFRIADORES Y UNIDADES DE REFRIGERACIÓN DE AIRE

Estas son unidades las cuales poseen en una misma estructura o cuerpo todas las partes del sistema de refrigeración, y sus controles se ensamblan y prueban en fábrica en su estado completo. Dentro de este grupo de equipos existen cuatro configuraciones fundamentales:

- Refrigeración por aire, refrigerado por aire
- Refrigeración por aire, refrigerado por agua
- Refrigeración líquida, refrigerada por aire
- Refrigeración líquida, refrigerada por agua

Un ejemplo de estos paquetes de unidades de refrigeración podemos verlo en la Figura 2.9.

Los paquetes de unidades de refrigeración por aire están limitados por el volumen de aire refrigerado ya que necesita estar muy cerca de la maquinaria. Ejemplos de enfriadores de aire completamente empaquetados son los acondicionadores de aire para habitaciones del tipo integral a través de la pared y unidades de vehículos refrigerados [26].

Los paquetes de refrigeración líquida, frecuentemente denominados enfriadores (Chiller), son sistemas autónomos y pueden enfriarse por aire o por agua. Debido a que el agua enfriada es un medio altamente flexible y eficiente para distribuir el



Figura 2.9: Unidad condensadora tipo (Packages).

enfriamiento en muchos tipos de edificios, la gama de enfriadores disponibles en el mercado es muy grande. Estos tipos de unidades podemos encontrarlas con todo tipo de compresores: reciprocantes, desplazador (scroll), tornillo (screw), y centrífugos, junto con intercambiadores de calor de tipo carcasa y tubos o intercambiador de placas [26].

2.3.3 UNIDADES DIVIDIDAS

Otro tipo de unidades son los llamados (Split) como podemos ver en la Figura 2.10; en este caso la unidad condensadora y evaporadora están separadas. La unidad está diseñada como un sistema completo, pero las dos partes están ubicadas por separado y conectadas en el sitio. En algunas unidades pequeñas, se pueden proporcionar tuberías de refrigerante flexibles. Los paquetes divididos más grandes deben ser canalizados en el sitio por métodos normales, y luego procesados y cargados como una planta abierta. La altura de un evaporador de unidad dividida sobre el condensador puede ser limitada y se deben seguir las instrucciones del proveedor [26]. Los conjuntos de evaporadores al estar separados de la unidad condensadora se pueden clasificar en tres tipos principales:

- Aire acondicionado, que tiene el serpentín de enfriamiento de aire con bandeja de goteo debajo, válvula de expansión, ventilador y motor, filtros de aire, rejillas de entrada y salida. También pueden incluir amortiguadores y conexiones de conducto para retorno y aire fresco, calentadores, humidificadores y varios controles.
- Evaporadores de cámaras frigoríficas, que tienen el serpentín con la bandeja de goteo debajo, los ventiladores y posiblemente la válvula de expansión.
- Evaporadores de cámaras frigoríficas para uso por debajo de $+2^{\circ}\text{C}$ con elementos de descongelación.



Figura 2.10: Unidad de clima tipo Split.

2.4 REFRIGERANTES

El refrigerante es una sustancia que actúa como agente de enfriamiento, con propiedades especiales de punto de evaporación y condensación. Mediante cambios de presión y temperatura absorben calor en un lugar y lo disipa en otro mediante un cambio de líquido a gas y viceversa. La mayoría de los refrigerantes experimentan cambios de fase durante la absorción de calor (evaporación) y la liberación de calor (condensación) [26].

Propiedades ideales para los refrigerantes [46]:

- Un alto calor latente de vaporización.
- Una alta densidad del gas refrigerante en la succión del compresor.
- No corrosivo, no tóxico ni inflamable.
- Temperatura crítica y punto triple fuera del rango de trabajo.
- Compatibilidad con materiales componentes y aceite lubricante.
- Presiones de trabajo razonables (no demasiado altas o por debajo de la presión atmosférica).
- Alta resistencia dieléctrica (para compresores con motores integrales).
- Bajo costo.
- Facilidad de detección de fugas.
- Amigable con el medio ambiente.

Los refrigerante pueden ser un único compuesto químico o una mezcla de múltiples compuestos, y atendiendo a esto pueden tener diferentes clasificaciones [48]:

- **Azeotrópico (Azeotropic):** Estas son mezclas de múltiples componentes de volatilidades (refrigerantes) que se evaporan y condensan como una sola sustancia y no cambian su composición volumétrica o temperatura de saturación cuando se evaporan o condensan a una presión constante. Los componentes en una mezcla de azeótropos no pueden separarse de sus constituyentes por destilación. Las propiedades de los refrigerantes azeotrópicos son completamente diferentes de las de sus componentes y pueden tratarse convenientemente como un compuesto químico único.

- **Casi azeotrópico (Near Azeotropic):** Los refrigerantes casi azeotrópicos son mezclas cuyas características son cercanas al azeotrópico. Aunque las propiedades de los refrigerantes casi azeotrópicos están más cerca del azeotrópico que del no-azeotrópico (zeotrópico), los refrigerantes casi azeotrópicos se definen como zeotrópicos o no-azeotrópicos.
- **Zeotrópico (Zeotropic):** Estas son mezclas de múltiples componentes de volatilidades (refrigerantes) que se evaporan y condensan como una sola sustancia y cambian la composición volumétrica o la temperatura de saturación cuando se evaporan o condensan a una presión constante.

2.4.1 DESARROLLO HISTÓRICO DE LOS REFRIGERANTES

Los inicios de la refrigeración mecánica, a partir de principios del siglo XIX, se caracterizan por el uso de refrigerantes naturales. El agua y el aire fueron los primeros refrigerantes considerados para su uso en sistemas de refrigeración mecánica. En 1834, Perkins propuso el éter etílico como el fluido de trabajo en su patente del sistema de refrigeración por compresión de vapor. El sistema Perkins era un circuito cerrado que comprendía todos los componentes modernos del sistema de compresión de vapor: el compresor, el condensador, el dispositivo de expansión y el evaporador. Para ese momento, el amoníaco, el dióxido de azufre y el dióxido de carbono habían sido aislados y también estaban disponibles para su uso. En 1862, Lowe desarrolló un sistema de refrigeración de dióxido de carbono. El dióxido de carbono tiene una toxicidad muy baja, pero requería maquinaria de alta presión y era difícil de usar debido a su baja temperatura crítica ($31,6^{\circ}\text{C}$) que no permite la condensación en muchas situaciones. El cloruro de metilo se usó por primera vez como refrigerante en 1878. La mayoría de esos refrigerantes tempranos eran inflamables, tóxicos o ambos [5].

Los refrigerantes de segunda generación se distinguieron por un cambio a pro-

ductos químicos de clorofluoro para mayor seguridad y durabilidad. Thomas Midgley y sus asociados estudiaron las tablas de propiedades de los elementos de la tabla periódica. Descartaron compuestos que son inestables, tóxicos, que producen una volatilidad insuficiente y gases inertes en función de su bajo punto de ebullición. En 1928, Midgley y sus colegas hicieron observaciones críticas sobre la inflamabilidad y la toxicidad de compuestos que contienen elementos como carbono, nitrógeno, oxígeno, azufre, hidrógeno, flúor, cloro y bromo. Su primera publicación fue sobre refrigerantes de fluorocloro y mostró cómo la variación de la cloración y fluoración de los hidrocarburos influye en el punto de ebullición, la inflamabilidad y la toxicidad de los refrigerantes. Así, los refrigerantes CFC formaron la segunda generación de refrigerantes [42].

La tercera generación de refrigerante en su mayoría eran refrigerantes con bajo potencial de agotamiento del ozono. Las propiedades de diferentes refrigerantes de tercera generación se muestran en la Tabla 2.1, donde el (NBP) es el Punto Normal de Ebullición de los refrigerantes. Se ha desarrollado otra nueva clase de refrigerantes de fluorocarbono llamada hidrofluoro-olefina (HFO) con potencial para reducir el Potencial de Calentamiento Global (GWP). Su principal ventaja, aparte de su bajo GWP, es que pueden usarse con diseños de sistemas de refrigeración existentes. Esto es bueno para la industria y sus clientes, pero sigue siendo un gas fluorado. Existe una creciente presión política para regularlo fuera de la producción y obligar a la industria a desarrollar una tecnología de refrigeración de menor impacto. Entonces la búsqueda continúa [5].

Los refrigerantes alternativos se han clasificado como refrigerantes de transición o refrigerantes HCFC / HFC parcialmente clorados, y en refrigerantes a medio y largo plazo. Para el caso de los HCFC / HFC (refrigerantes parcialmente clorados) como R22 y R134a están en vías de eliminación debido a preocupaciones ambientales. En la actualidad refrigerantes a medio y largo plazo como HFC sin cloro y su mezcla, el refrigerante de bajo GWP (R1234yf, 1234ze) y el refrigerante sin halógeno (refrigerante natural) están siendo desarrollados como opciones viables para la utilización

Número (R)	M (Kg/kmol)	NBP ($^{\circ}$ C)	GWP
R-32	52.02	-51.65	580
R-134a	102.03	-26.07	1300
R-404A	97.6	-46.6	3800
R-407C	86.62	-43.8	1600
R-410A	72.59	-51.6	1900
R-507	98.86	-47.1	4000
R-508A	100.1	-87.4	13000

Tabla 2.1: Propiedades de la Tercera Generación de Refrigerantes

en el futuro en la industria de la refrigeración [5].

2.5 PROBLEMAS Y PROTOCOLOS AMBIENTALES

En nuestros días el problema del calentamiento global producto de los gases que provocan el efecto invernadero, se hace más evidente, debido a todos los cambios climatológicos que estamos afrontando. En esta sección se presentan los antecedentes referente a las políticas trazadas para mitigar los efectos causados por los gases contaminantes, y también los daños que pueden provocar estos a nuestro medio ambiente.

2.5.1 CAPA DE OZONO Y EFECTO INVERNADERO

La capa de ozono, la cual se sitúa por encima de la troposfera como se observa en la Figura 2.11, tiene la función de protegernos de la radiación ultravioleta proveniente del sol. El deterioro de la Capa de Ozono provoca que haya un incremento en la cantidad de radiación que penetra en nuestro Planeta. Estas capas de la atmósfera terrestre independientemente que se encuentran a gran altitud también son contami-

nadas por todos los gases nocivos que los humanos producimos. Dentro de los gases que contaminan nuestra atmósfera y las capas superiores se encuentran los óxidos de azufre y otros gases que son hidrocarburos halogenados, designados comúnmente como clorofluorocarbonos, los cuales son gases empleados como propelentes de sustancias en aerosol, refrigerantes en equipos de aire acondicionado y pesticidas. Estos gases aproximadamente tienen un tiempo de residencia de 1000 años, en la atmósfera a sus distintos niveles. [39].

La delgada capa de Ozono la cual se muestra en la Figura 2.11, es la encargada de proteger a todos los seres vivos del planeta de las radiaciones ultravioletas provenientes del Sol. Esta radiación es letal para toda forma de vida, y en nuestro caso es capaz de promover los agentes cancerígenos [39]. Desde el descubrimiento del agujero en la capa de ozono en la atmósfera superior causado por el cloro contenido en CFC, el cual se produce cuando llegan a altas regiones de la estratosfera y luego son fotodisociados por la luz solar; la comunidad internacional decidió limitar su producción y luego prohibirlos definitivamente (Convención de Viena, Protocolo de Montreal, Acuerdo de Londres, Conferencia de Copenhague y Kyoto Protocolo) [6].

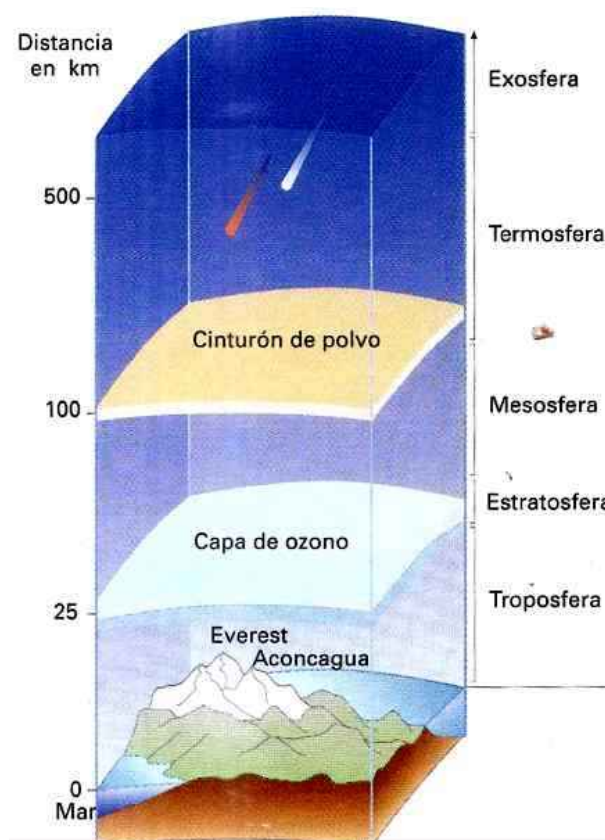


Figura 2.11: Capas atmosféricas terrestres.

Otra consecuencia de la contaminación ambiental producto de la acumulación en la atmósfera de estos gases, es el llamado efecto invernadero. Las explosiones solares que ocurren en la superficie del Sol, emiten una gran cantidad de energía radiante que viaja a través del espacio y llega a la parte externa de nuestra atmósfera, donde ingresa alrededor de la mitad de la energía solar, la cual llega a la superficie terrestre. El resto es reflejado al espacio o es absorbido por los gases que componen la atmósfera. La Tierra absorbe la mayoría de la energía que llega a su superficie y la remite como calor. Las superficies oceánicas y continentales pierden constantemente energía irradiándola hacia el espacio exterior.

Además de los propios gases característicos de la atmósfera, existen también los llamados gases de efecto invernadero como los halocarbonos y otras sustancias que contienen cloro y bromuro, que actúan atrapando la energía calórica liberada por la superficie terrestre producto de la exposición a la radiación solar. Esto ocasiona

que la temperatura terrestre aumente, provocando que se den eventos meteorológicos indeseados en todas las regiones del planeta y también provoca el derretimiento de los casquetes polares [39].

2.5.2 PARÁMETROS Y PROTOCOLOS AMBIENTALES

Las diferentes situaciones medioambientales que hoy padecemos en su mayoría son producto del mal manejo y del desconocimiento sobre las tecnologías donde se utilizan gases que provocan el agotamiento de la capa de ozono y el efecto invernadero. También es conocido que todavía queda mucho por hacer en cuanto a desarrollo de tecnologías más eficientes y menos contaminantes, que es a lo que llaman las organizaciones internacionales para el cuidado del medio ambiente.

2.5.2.1 PROTOCOLO DE MONTREAL

El protocolo de Montreal es un acuerdo internacional entre agencias gubernamentales que se enfocan en la reducción de la producción y el consumo de sustancias que afectan a la capa de ozono. La negociación del acuerdo inició en 1987 y entró en vigor el 1 de Enero de 1989. El Protocolo de Montreal es una actualización del convenio de Viena para la protección de la capa de Ozono. Las medidas adoptadas en este acuerdo están enfocadas en proteger la capa de ozono, controlando equitativamente el total de emisiones mundiales de las sustancias que la agotan, con la finalidad de eliminar estas sustancias, sobre la base de los adelantos científicos, teniendo en cuenta aspectos técnicos y económicos, y también teniendo presente las necesidades de cada región [38].

2.5.2.2 PROTOCOLO DE KYOTO

Referente al Protocolo de Kyoto el mismo inicialmente se adoptó en el 11 de diciembre de 1997, este se puso en vigor el 16 de febrero del 2005. La firma de este acuerdo responde a una inquietud surgida en la década de los ochenta, cuando se dan a conocer estudios que pronosticaban un posible cambio climático permanente e irreversible a escala mundial, producto de los llamados gases de efecto invernadero: dióxido de carbono CO_2 , gas metano CH_4 , dióxido nitroso N_2O , y gases fluorados como hidrofluorocarbonos HFC, perfluorocarbonos PFC y hexafluoruro de azufre SF_6 . El objetivo de esta Convención es estabilizar las concentraciones de los Gases de Efecto Invernadero en la atmósfera a un nivel tal que ya no existan interferencias significativas en el sistema climático. Dicha estabilización deberá realizarse con una gradualidad tal que permita a los ecosistemas adaptarse a los cambios previstos, así como también evitar que el nivel del Cambio Climático impida un desarrollo económico sustentable o comprometa la producción alimenticia [37].

2.5.3 PARÁMETROS AMBIENTALES

Producto de las regulaciones emitidas por las organizaciones intergubernamentales referente al control y reducción de los efectos provocados por los gases contaminantes, se han dado a conocer una serie de parámetros mediante los cuales se puede evaluar o conocer los daños que los gases pudieran provocar al medio ambiente. Los tres parámetros más usados son el Potencial de Calentamiento Global (GWP), el Impacto de Calentamiento Total Equivalente (TEWI), y el Rendimiento Climático del Ciclo de Vida (LCCP).

Potencial de calentamiento global (GWP):

El calentamiento global es el aumento de las temperaturas del mundo, lo que resulta en el derretimiento de los casquetes polares y el aumento del nivel del mar. Es

causada por la liberación a la atmósfera de los llamados gases de *efecto invernadero*, que forman una manta y reflejan el calor de regreso a la superficie de la tierra, o retienen el calor en la atmósfera. El dióxido de carbono (CO_2) es el gas de efecto invernadero más dañino, que una vez liberado permanece en la atmósfera durante 500 años, por lo que hay una acumulación constante a medida que pasa el tiempo. El potencial de calentamiento global (GWP) fue usado dentro del protocolo de Kyoto en el marco de la convención de las Naciones Unidas sobre el cambio climático como una medida para ponderar el impacto climático de las emisiones de diferentes gases de efecto invernadero [41]. GWP es quizás la métrica ambiental más utilizada; este es el índice que compara el impacto del calentamiento global de una emisión de gases de efecto invernadero en relación con el impacto de la emisión de una cantidad similar de CO_2 . El impacto se estima durante un horizonte temporal. Un horizonte temporal de 100 años es el más adoptado y normalmente asumido cuando no se proporciona información sobre el horizonte temporal [35]. En la Tabla 2.2 se muestran alguno de los valores típicos de GWP para los refrigerantes más comunes.

Valores de GWP para horizonte de tiempo de 100 años			
Nombre común	Fórmula química	2º informe de evaluación (IE2)	5º informe de evaluación (IE5)
Dióxido de carbono	CO_2	1	1
Metano	CH_4	21	28
Óxido nitroso	N_2O	310	265
CFC-11	CCl_3F	3800	4660
CFC-12	CCl_2F_2	8100	10200
CFC-13	CClF_3	-	13900
CFC-113	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	4800	5820
CFC-114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$	-	8590
CFC-115	CClF_2CF_3	-	7670
Halon-1301	CB_rF_3	5400	6290
Halon-1211	CB_rClF_2	-	1750
Halon-2402	$\text{CB}_r\text{F}_2\text{CB}_r\text{F}_2$	-	1470

Tabla 2.2: Valores de GWP relativo al CO_2

Impacto de calentamiento equivalente total (TEWI):

Para indicar el impacto ambiental general de un sistema de refrigeración durante su funcionamiento, se utiliza otro indicador ambiental, llamado TEWI. Este

factor explica el impacto del calentamiento global de las emisiones directas e indirectas y se calcula como la suma de ambas: efecto directo del refrigerante liberado durante la vida útil del equipo y el impacto indirecto de las emisiones de CO_2 de los combustibles fósiles utilizados para generar energía para operar el equipo a lo largo de su vida útil [35].

Rendimiento climático del ciclo de vida (LCCP):

Se conoce como el rendimiento climático del ciclo de vida (LCCP) y está destinado a proporcionar una imagen más completa del impacto ambiental de diferentes refrigerantes. En la práctica, el LCCP es más complejo que la métrica TEWI para calcular, y una contribución adicional de LCCP en comparación con el TEWI es insignificante [35].

CAPÍTULO 3

ESTADO DEL CONOCIMIENTO

En este capítulo se realizará una revisión de la bibliografía referente al desempeño y pruebas en unidades de refrigeración, con el fin de obtener el comportamiento de las misma en un ciclo característico de refrigeración. También se revisará lo referente al tema del uso y desarrollo de los refrigerantes de nuevo tipo ó refrigerantes alternativos, y se expondrá el planteamiento de este trabajo.

3.1 DESEMPEÑO Y PRUEBAS EN UNIDADES DE REFRIGERACIÓN

Björk y Palm (2006) [7], realizaron una serie de experimentos con un refrigerador doméstico que funciona en condiciones cíclicas en un intento por identificar la combinación ideal de restricción de expansión y carga de refrigerante. El documento describe un procedimiento experimental sobre cómo determinar la longitud del tubo capilar y la cantidad de carga para un refrigerador / congelador doméstico. En este documento se concluyó que el consumo de energía tenía un mínimo para ciertas combinaciones de restricción de expansión y carga de refrigerante y que este mínimo era plano y amplio. También encontraron que la carga de refrigerante óptima aumenta con temperaturas ambiente más bajas.

Los autores Beong y Melo (2014) [8], teniendo en cuenta el trabajo desarrollado por [7], analizaron el comportamiento termodinámico de un refrigerador doméstico, donde se variaron simultáneamente la carga de refrigerante y la restricción de expansión. Para este propósito, se diseñó y construyó un dispositivo de carga especial compuesto por un cilindro, una celda de carga y dos válvulas solenoides. Ellos identificaron una región de consumo mínimo de energía para varias combinaciones de carga de refrigerante y restricción de expansión. También observaron que una combinación inadecuada de restricción de expansión y de carga de refrigerante puede aumentar el consumo de la energía hasta un 30 %.

Como método de prueba alternativo para evaluar el consumo de energía de refrigeradores y congeladores doméstico, Hermes y demás autores (2012) [24], trabajaron en un método de prueba para evaluar el rendimiento energético del refrigerador en el régimen de estado estacionario. Para este estudio la capacidad de enfriamiento se corresponde con las cargas de enfriamiento mediante calentadores eléctricos controlados por PID instalados dentro de los compartimientos refrigerados. Las comparaciones entre los resultados experimentales obtenidos mediante la

prueba de Energía de Estado Estable (SSE) y los procedimientos estandarizados mostraron que, la prueba SSE sigue de cerca las tendencias observadas en los procedimientos estandarizados.

En equipos de refrigeración como refrigeradores domésticos y comerciales, al igual que congeladores domésticos, son aparatos muy comunes en todo el mundo. Es conocido que las condiciones de temperaturas ambientes donde se instalan estos equipos no son siempre las mismas y varía en dependencia de la región donde se ubiquen. En el trabajo publicado por Aye y autores (2018) [23], se plantea que la variación en la temperatura ambiente tiene un impacto directo sobre la eficiencia del ciclo de refrigeración y el consumo de energía; al aumentar la diferencia entre la temperatura de evaporación y condensación. En este trabajo se examinan los datos de laboratorio de 111 aparatos donde el consumo de energía se mide a cuatro temperaturas ambiente de 10 °C a 40 °C, y también se examinan datos de campo de 235 equipos con el fin de establecer una comparación con los datos medidos en el laboratorio. Los resultados de este trabajo proporcionan un método útil para estimar el consumo de energía probable de diferentes tipos de electrodomésticos en una amplia gama de condiciones de funcionamiento, incluso cuando hay datos limitados disponibles.

Un estudio realizado por Diniz y autores (2018) [15], informan sobre el rendimiento de un compresor hermético alternativo que funciona en un refrigerador doméstico. Las pruebas se realizaron a temperaturas ambiente de 32 °C, 25 °C y 16 °C, con diferentes temperatura de corte del congelador -10 °C, -16 °C y -19 °C. Los resultados mostraron que las eficiencias volumétricas y termodinámicas tienden a aumentar a temperaturas ambiente más bajas, mientras que la eficiencia general del compresor permanece prácticamente constante. La información de temperaturas y eficiencia promedio del compresor recopiladas de las pruebas de aplicación se compararon con los datos obtenidos con calorímetros .

En otro caso de estudio Zhaohua Li y autores (2020) [33], en sus experimen-

taciones las cuales se realizaron con un sistema de refrigeración libre de aceite, encontraron que para una relación de presión dada y una carrera dada del pistón del compresor, el aumento de la carga de refrigerante contribuye a un aumento de la presión de succión y de descarga, y a un aumento de la entrada de potencia demandada por el compresor. También encontraron que la carga óptima de refrigeración varía según las condiciones de funcionamiento; una carrera del compresor más alta y una relación de presión más baja tienden a tener una carga de refrigerante óptima más alta. Otro aspecto a resaltar dentro de su trabajo es que señalan que para una carga fija de refrigerante, la presión de succión y descarga aumenta con la temperatura de condensación.

Dentro de los aparatos domésticos los principales consumidores de energía eléctrica son los acondicionadores de aire y los refrigeradores-congeladores. Los autores Mahlia y Saidur (2010) [34], realizaron un trabajo donde se revisan los requisitos y especificaciones de varios estándares internacionales para pruebas y clasificación de aires acondicionados y refrigeradores. También proporcionaron una revisión sobre el desarrollo de los estándares de eficiencia energética. Con este estudio se logra que países en desarrollo puedan implementar estrategias para el ahorro de energía para estos tipos de unidades de refrigeración.

Los autores Cuevas y Winandy (2003) [14], planteaban que probar las unidades de condensación en espacios abiertos presentan varios inconvenientes: dificultad para encontrar un pleno realmente infinito y evitar atajos de aire alrededor de la entrada del condensador lo que puede provocar variaciones de temperatura. También plantean que la separación de las cámaras de entrada y salida también puede significar un riesgo. En este trabajo se discuten las ventajas y desventajas de trabajar de las maneras antes mencionadas; se presenta un método para evitar la sobre-alimentación o la baja alimentación del condensador y garantizar un perfil de baja velocidad del aire.

En la NOM-012-ENER-2019 se establece los pasos a seguir para determinar la

eficiencia energética tanto de unidades condensadoras como de unidades evaporadoras, que son instaladas en cuartos, cabinas o procesos de refrigeración que demandan energía de la red eléctrica. Esta norma tiene como objetivo, establecer los requisitos de eficiencia energética que deben cumplir las unidades condensadoras y evaporadoras, así como los métodos de prueba para verificar su cumplimiento, el etiquetado y el procedimiento para evaluar la conformidad de los productos [10].

En la NOM-015-ENER-2018 se presenta la actualización de los límites de consumo de energía máximos para refrigeradores, refrigeradores-congeladores y congeladores de uso doméstico. También se establecen los métodos de prueba para determinar dicho consumo de energía y calcular el volumen total refrigerado, y especifica la etiqueta de consumo y su contenido. Esta norma aplica a los refrigeradores electrodomésticos, refrigeradores-congeladores de uso doméstico de hasta 1104 litros y congeladores electrodomésticos de hasta 850 litros operados por motocompresor hermético comercializado en los Estados Unidos Mexicanos [11].

3.2 REFRIGERANTES EN LA ACTUALIDAD

Para que un proceso de refrigeración se lleve a cabo se necesita una sustancia que tenga propiedades específicas para que pueda absorber o rechazar calor con facilidad y que cambie de fase sin dificultad en las etapas del circuito de refrigeración donde es requerido. Estas sustancias son los refrigerantes, de los cuales debemos conocer sus características para hacer un buen uso de los mismos, ya que algunos de estos son inflamables, tóxicos, se trabajan a altas presiones o producen alta contaminación al medio ambiente.

Hoy día las principales causas de que exista gran contaminación atmosférica, es producto de las pérdidas o fugas de refrigerante por las líneas donde circula dentro del circuito de refrigeración. El Reglamento europeo No 517/2014 identifica la estanqueidad de fugas como el punto clave para disminuir las emisiones de gases

refrigerantes con efecto invernadero. Con el propósito de poder cuantificar la tasa de fuga de refrigerante en sistema, los autores Fonseca y Teodoro (2019) [20], desarrollaron una técnica para construir fugas de referencia confiables hechas de R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano). El diseño descrito es adecuado para fabricar fugas de referencia con tasas de fugas de 1 a 30 g/año. En este trabajo se encontró que la estabilidad a largo plazo está dentro de la incertidumbre de calibración de $\pm 3\%$ y el coeficiente de temperatura de 3.2 % por Kelvin.

Los hidrocarburos halogenados con alto potencial de agotamiento del ozono (ODP) usados como refrigerantes, fueron prohibidos por el protocolo de Montreal (1987) debido a sus efectos perjudiciales sobre la capa de ozono que protege al planeta contra las radiaciones ultravioletas. Los Gases de Efecto Invernadero (GEI) utilizados por los sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor se encuentran en período de permiso del protocolo de Kyoto (1997). La legislación de la Unión Europea en (2014) y el acuerdo de París (2016) con el fin de reducir el agotamiento del ozono atmosférico y revertir los efectos del cambio climático, está siendo más fuerte con la eliminación de los refrigerantes sintéticos nocivos. Abas y demás autores (2018) [1], realizaron una revisión de refrigerantes gastados por el tiempo, actuales y de próxima generación utilizando el modelo de cuantificación Paramétrico Cualitativo de Refrigerante (RQP). Este modelo puede ayudar a elegir refrigerantes alternativos para reemplazar los CFC por HCFC o HFC provisionalmente y finalmente reemplazar los HCFC o HFC por refrigerantes sintéticos y naturales. Los autores en este trabajo informan que el medio ambiente natural benigno (CO_2 , CH_3 , CH) y algunos sintéticos (R-152a, R-1234yf) son las opciones óptimas.

Ahamed y autores (2014) [3], hicieron un análisis del refrigerante R-22, y lo comparan con algunas mezclas de hidrocarburos para el aire acondicionado doméstico. El propano con diferentes proporciones se toma para la comparación R-134a y R-407C, también se utilizan como refrigerantes en los refrigeradores y en aires acondicionados comerciales o de gran escala. La mezcla de R-290 con R-22 reduce el potencial de calentamiento global y también reduce el problema de inflamabilidad.

Encuentran que esta mezcla tiene una mejora de transferencia de calor en comparación con la de R-22. Por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor para la mezcla aumenta hasta 20-30 % en comparación con el de R-22. Esta mejora en la transferencia de calor provoca que se reduzca la carga de refrigerante y por tanto las emisiones de refrigerante al medio ambiente.

Li y autores (2014) [32], investigaron en un eyector de mezcla de presión constante, las características de rendimiento de un Ciclo de Refrigeración de Expansión del Eyector (EERC) que usa R1234yf como refrigerante. Además, se comparó el rendimiento de R1234yf y R134a en el EERC. El estudio mostró que, a una temperatura de condensación de 40°C y una temperatura de evaporación de 5°C, el coeficiente de rendimiento (COP) y la Capacidad de Enfriamiento Volumétrico (VCC) del pico R1234yf EERC, llegó hasta 5.91 y 2590.76 kJ / m³, respectivamente. En comparación con el ciclo de refrigeración estándar, el R1234yf EERC generalmente tiene un mejor rendimiento, especialmente en condiciones de mayor temperatura de condensación y menor temperatura de evaporación. Las mejoras de COP y VCC del R1234yf EERC durante el ciclo de refrigeración estándar también son mayores que las del ciclo R134a.

Yataganbaba y autores (2015) [49], realizaron un análisis de exergía en un sistema de refrigeración por compresión de vapor de dos evaporadores utilizando R1234yf, R1234ze y R134a como refrigerantes. Se investigaron los efectos de la temperatura de evaporación y condensación en la destrucción y la eficiencia del sistema. El resultado de la investigación fue que los refrigerantes R1234yf y R1234ze son buenas alternativas a R134a, con respecto a sus propiedades ecológicas.

Los autores Tashtoush y Younes (2018) [45], analizaron teóricamente un sistema de enfriamiento por eyector solar, para evaluar refrigerantes y determinar sus características de rendimiento y su naturaleza respetuosa con el medio ambiente para una geometría de eyector fija en un conjunto de condiciones de funcionamiento estándar. Los resultados muestran que el refrigerante R1234yf es la mejor opción pa-

ra el ciclo, y es un refrigerante ecológico con propiedades termofísicas similares a las del R134a. Además, tiene una alta relación de arrastre y es barato en comparación con otros refrigerantes, no inflamable y seguro.

El HCFC (hidrocloro-floro-carbono) se ha utilizado comúnmente como refrigerante para instalaciones de fabricación precisas; pero se enfrenta al ya inminente momento que se eliminará gradualmente. Wang y autores (2011) [47], realizaron la evaluación del rendimiento de un sistema de enfriamiento de proceso adaptado con refrigerante HFC-404A. Se examinó la relación de eficiencia energética y la precisión del control de temperatura específico para una aplicación de -15°C . La relación de eficiencia energética y la precisión del control de temperatura para el sistema de enfriamiento se midieron y analizaron para comparar y evaluar HCFC-22 y HFC-404A usando diferentes dispositivos de estrangulamiento bajo temperaturas de refrigerante específicas. Los autores demuestran que el sistema modernizado que usa el refrigerante HFC 404A puede lograr un rendimiento de enfriamiento similar al del sistema HCFC 22, además de la precisión del control de temperatura para los requisitos del enfriador del proceso. El sistema HFC-404A actualizado tiene un mejor rendimiento del sistema que el sistema HCFC-22, incluso bajo diferentes condiciones de enfriamiento con un requisito de temperatura de refrigerante fijo. Los resultados también revelan que el sistema de enfriamiento HFC-404A actualizado con una válvula de expansión electrónica (EEV) es más rentable que el sistema de compresor accionado por inversor para aplicaciones en industrias de fabricación precisas.

Bortolini y autores (2015) [9], presentaron un análisis experimental sobre el reacondicionamiento de dos sistemas comerciales de refrigeración estacionarias. Estos sistemas se manejaban tanto a temperatura media (MT) -5 y -10°C y baja temperatura (LT) -25 y -15°C , y estaban diseñados originalmente para trabajar con hidrofluorocarburo (HFC) R404A, conocido como un fluido de alto potencial de calentamiento global ($\text{GWP} = 3992$). En este trabajo se pretendía investigar el rendimiento de HFC R410a ($\text{GWP} = 2088$) y R407f ($\text{GWP} = 1825$), elegidos como alternativas efectivas al HFC R404A. En dicho trabajo se muestra la viabilidad

de adoptar R407F y R410A para el sistema de refrigeración de media temperatura (MT) y refrigerante 407F para el sistema que opera en baja temperatura (LT). Los rendimientos promedio entre los escenarios investigados son (1.47; 1297 W), (1.51; 1417 W), (1.75; 1324 W) para R404A, R407F, R410A, respectivamente donde se demuestra lo anteriormente descrito.

En la Tabla 3.1 se muestran un grupo de refrigerantes los cuales en la actualidad están siendo investigados, ya que por sus propiedades amigables con el medio ambiente, son posibles sustitutos de los sistemas actuales de refrigeración que trabajan con R404A y R134a. El estudio de nuevos refrigerantes responde a regulaciones establecidas dentro del protocolo de Kyoto, donde se incluye al R404A como Gases de Efecto Invernadero (GEI) [25].

Refrigerante	R404A	R448A	R453A	R442A	R449A	R454C	R455A	R450A
Calsificación ASHRAE	A1	A1	A1	A1	A1	A2L	A2L	A1
Temperatura <i>Glide</i> ^a (K)	0.75	6.27	4.2	4.6		7.8	12.58	0.78
ODP	0	0			0	0	0	0
GWP de 100 años	3993	1390	1765	1888	1282	148	148	547
Temperatura crítica (K)	345.2	356.81	360.9	355.4	357	345.04		379.02
Presión crítica (kPa)	3728.85	4674.93	4530	4760	4662	3728.8		3814
NBP (K)	227.41	233.05			227.2			512.2
Densidad de líquido ^b (kg/m ³)	1150.59	1192.39	1232	1209	1198	1136.3	1128	1253.28
Densidad de vapor ^b (kg/m ³)	30.32	22.09	19	22	22.43	20.43	20.98	13.93
Líquido Cp ^b (kJ/kg K)	1.39	1.42	1.4	1.44	1.417	1.41	1.433	1.32
Vapor Cp ^b (kJ/kg K)	1	0.98	0.95	0.98	0.976	0.975	0.975	0.89
Cond. Térmica líquido ^b (W/mK)	7.32E-02	9.24E-02	0.095	0.098	0.09183	0.08616	0.08799	0.08309
Cond. Térmica vapor ^b (W/mK)	1.28E-02	1.20E-02	0.012	0.012	0.01203	0.0119	0.01205	0.01157
Viscosidad líquido ^b (Pa/s)	0.000180	0.000188			0.000191	0.000174	0.00017	0.000258
Viscosidad vapor ^b (Pa/s)	0.000011	0.000011			0.000011	0.0000109	0.00001107	0.0000115
Punto de ebullición			-42.2	-46.5		-45.56	-52.02	

^bPresión de 100 kPa y ^aTemperatura de 0°C

Tabla 3.1: Refrigerantes alternativos y propiedades

3.3 PLANTEAMIENTO DE LA TESIS

Los equipos de refrigeración tales como refrigeradores domésticos y comerciales, al igual que congeladores domésticos, unidades condensadoras y evaporadoras,

son aparatos muy comunes en todo el mundo. Es conocido que las condiciones de temperaturas ambientes donde se instalan estos equipos no son siempre las mismas y varía en dependencia de la región donde se ubiquen. Teniendo en cuenta la bibliografía consultada se evidencia que estos equipos de refrigeración deben ser estudiados para obtener su desempeño en las condiciones que se desean implementar. Por tal motivo en el estudio que se realizará en este trabajo, se analizará una unidad condensadora de media temperatura, donde se variará la temperatura ambiente, ya que esta tiene un impacto directo sobre la eficiencia del ciclo de refrigeración y el consumo de energía. Cabe destacar que la temperatura se variará de tal forma que simulará un proceso continuo tratando de ser lo más apegado posible a la realidad y a las condiciones de temperatura ambiente a las cuales son sometidas estas unidades.

Se ha reportado en la literatura que a medida que se agrega más refrigerante al sistema, el evaporador se llena de más refrigerante y aumenta la capacidad de enfriamiento; pero después de cierto límite la cantidad de refrigerante en el condensador también aumenta, lo que hace que aumente la relación de presión del sistema y la potencia de compresión, y disminuya la capacidad de enfriamiento. Para el estudio a realizar en este trabajo, teniendo en cuenta lo establecido en la NOM-012-ENER-2019, y según las especificaciones del fabricante del equipo a utilizar, se establecerá una carga de refrigerante para la cual la UCOP no sobrepase los niveles establecido de consumo eléctrico y donde no se observe a la salida del condensador presencia de burbujas en el fluido de refrigerante.

El refrigerante a utilizar será R-404A según lo establece la norma oficial mexicana, el cual es el que se toma como referencia para la realización de estas pruebas. También destacar que el R-404A es un refrigerante que posee propiedades termodinámicas favorables con una temperatura crítica de $72\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de ebullición de $-46.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo cual hace que sea muy utilizado en unidades de media y baja temperatura a escala industria y comercial.

Este estudio responde a los lineamientos emitidos por las instituciones inter-

nacionales del área de la refrigeración, donde se pide disminuir el efecto negativo que provocan en el medio ambiente el uso de sistemas de refrigeración, donde es indispensable conocer el desempeño de estos sistemas para poder dar soluciones más eficientes a los problemas actuales. Por tal motivo se plantea determinar el Factor de Eficiencia Energético Estandarizado según lo establece la norma oficial mexicana para la evaluación de unidades condensadoras de media y baja temperatura, y también se obtendrá el rendimiento del ciclo de refrigeración para las condiciones impuestas.

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

En este capítulo se desarrollará una metodología para la evaluación de una unidad condensadora de media temperatura para diferentes condiciones de temperatura ambiental, con base en la revisión de la literatura referente al estudio de sistemas de refrigeración tanto en el sector industrial-comercial, como en el sector doméstico. Teniendo en cuenta los requerimientos de la norma mexicana NOM-012-ENER-2019 y trabajos científicos revisados, se diseñó una instalación experimental que permitiera la automatización del proceso de carga de refrigerante en el sistema de refrigeración y el poder determinar cuanto refrigerante se está inyectando a dicho sistema. Para la evaluación de la unidad condensadora, se instalarán instrumentos de medida previamente calibrados, que permitan una correcta obtención de las propiedades del refrigerante en diferentes puntos del circuito de refrigeración.

4.1 MÉTODO DE CALORÍMETRO

La metodología en la cual se basa este trabajo es el resultado de una rigurosa revisión bibliográfica, donde se identificaron aspectos claves que son necesarios determinar dentro de un proceso de refrigeración, como lo es el desempeño de equipos de refrigeración bajo condiciones variables de temperatura. Para el caso de estudio en este trabajo se evaluará el desempeño de una unidad condensadora de media

temperatura, donde una de las principales normas internacionales que se aplica a este tipo de estudio es la ASHRAE 23.1 [43] donde se plasman los requerimientos para la evaluación del desempeño de unidades condensadoras. Para la determinación del rendimiento termodinámico de los sistemas de refrigeración se pueden aplicar los métodos siguientes:

- Calorímetro de refrigerantes secundarios.
- Calorímetro de fluido secundario.
- Calorímetro de refrigerante primero.
- Calorímetro de condensador.
- Flujómetro de refrigerante líquido.
- Flujómetro de refrigerante gaseoso.

La utilización de los métodos mencionados anteriormente según se establece en las normas, es determinado por el usuario para la realización de las pruebas. Se tiene en cuenta que la norma permite seleccionar para la prueba primaria y secundaria de confirmación el mismo método, siempre que se tenga en consideración que la evaluación de ambas pruebas deben ser simultáneas y completamente independientes. Nos referimos a prueba primaria, al ensayo donde se obtienen los resultados de las variables medidas, y la prueba secundaria donde se corrobora que los resultados obtenidos son los correctos. La ASHRAE 23.1 [43] se aplica a los métodos para la evaluación del desempeño de unidades condensadoras de refrigerante y compresores de desplazamiento positivo de una etapa y etapas múltiples, que funcionan a presiones de descarga inferiores a la presión crítica del refrigerante.

Un calorímetro es un dispositivo utilizado para medir la cantidad de calor intercambiado en un sistema, por lo que debe ser un recipiente con aislamiento térmico del medio ambiente [18]. Este puede ser un intercambiador de calor (evaporador) sumergido o embebido en un fluido o medio de propiedades conocidas, con una fuente

de energía térmica controlada y cuyo conjunto se encuentre confinado en un recipiente cuyas pérdidas puedan ser cuantificadas mediante un balance de energía. Para el caso de las pruebas en sistemas de refrigeración, la obtención del calor total disipado por el refrigerante debe estar sujeta a valores obtenidos de mediciones con instrumentos correctamente calibrados y certificados [12]. El calorímetro mide la capacidad mediante un balance de calor. La presión de succión del compresor se ajusta controlando el refrigerante líquido en el dispositivo de expansión, y la temperatura del vapor de refrigerante que ingresa al compresor se ajusta variando la entrada de calor proveniente de la resistencia eléctrica. La presión de descarga se ajusta variando la temperatura y el flujo del medio de condensación, o mediante un dispositivo de control de presión en la línea de descarga [16].

Para la determinación del desempeño de la unidad condensadora objeto de estudio de este trabajo, se seleccionó el método de fluido secundario. Este método consiste en un circuito de fluido independiente, donde el refrigerante ingresa al calorímetro como una mezcla de vapor-líquido y sale como vapor sobre-calentado. Por otra parte el fluido secundario con propiedades de transporte conocidas, circula por el circuito externo, donde proporciona el calor necesario para que el refrigerante se evapore. Como se mencionaba anteriormente, se incluye un dispositivo de control que se encarga de restringir o aumentar el flujo de refrigerante en función de los requerimientos de la experimentación, el cual debe de estar aislado termicamente para evitar una transferencia de calor con el medio ambiente.

Para el fluido secundario a emplear en el calorímetro, se hace uso de una mezcla de agua destilada y etilenglicol al 50 % debido las propiedades termodinámicas que posee. Esta mezcla provoca que la temperatura de congelación del agua descienda por debajo de 0 °C, lo cual evita que este fluido se congele cuando entra en contacto con el serpentín por donde circula el refrigerante, el cual se encuentra a -4 °C. Esta temperatura del refrigerante y la temperatura ambiente de 30 °C son establecida por la NOM-012-ENER-2019 [12], para la evaluación de unidades condensadoras de media temperatura.

En la Figura 4.1 y Figura 4.2, se muestran esquemáticamente los componentes por los cuales está compuesto el calorímetro y se ve como es el flujo de los fluidos en el mismo [25].

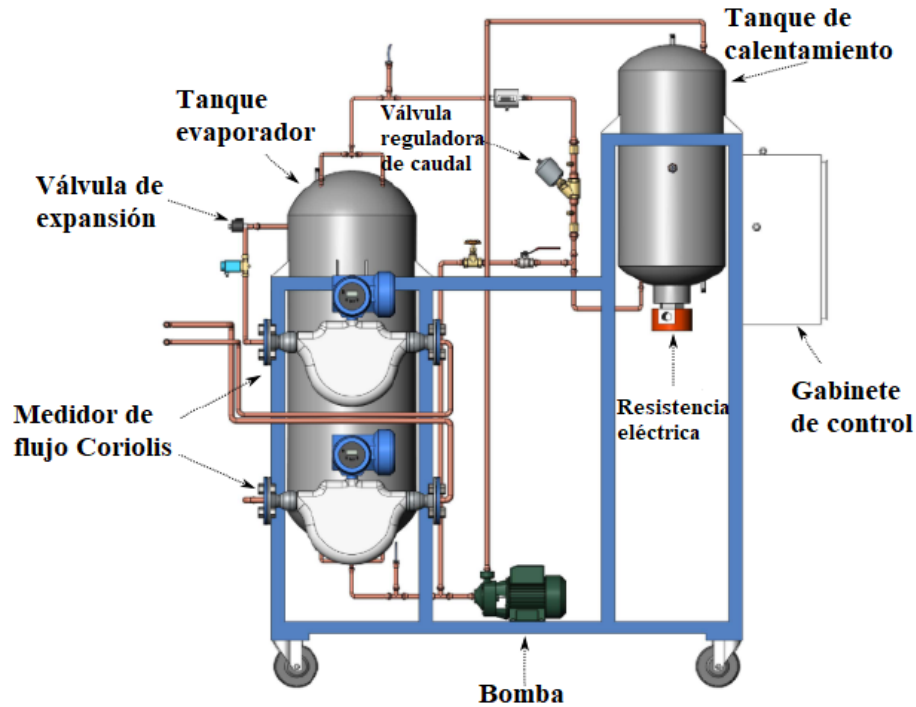


Figura 4.1: Esquema CAD del calorímetro de fluidos

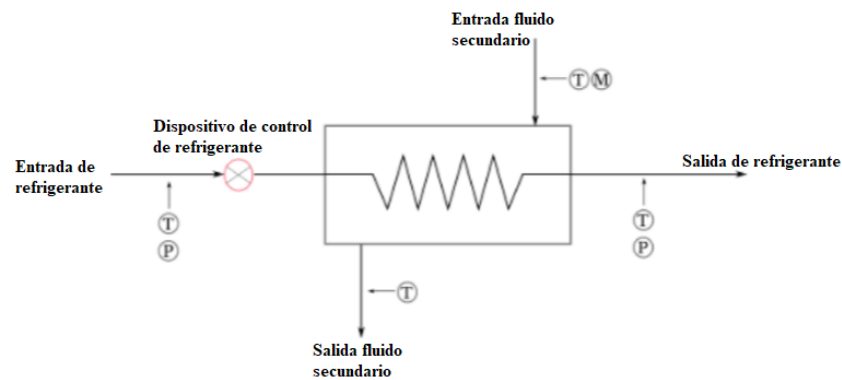


Figura 4.2: Esquema representativo del flujo de fluidos del calorímetro

En la Figura 4.3 se muestra un esquema simplificado de la instalación experimental viéndola desde el lado del refrigerante, donde se muestran los elementos fundamentales que la constituye, y los puntos de medición de temperatura (T) y

presión (P) para la determinación del estado termodinámico del refrigerante y la posterior evaluación del desempeño de la UCOP.

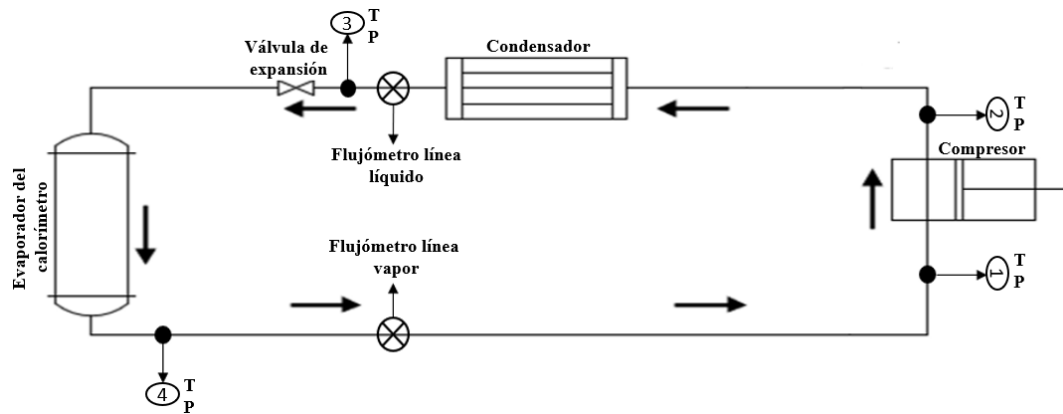


Figura 4.3: Esquema simplificado de la instalación experimental desde el lado del refrigerante.

El calorímetro el cual se muestra en la Figura 4.1 fue diseñado en el Laboratorio de Ambiente Controlado del Lite de la FIME-UANL, y está conformado por dos componentes principales[25]:

- **Tanque evaporador**, el cual esta conformado de acero y alberga en su interior un intercambiador de calor tipo helicoidal, por donde circula el refrigerante, el cual se evaporará mediante la transferencia de calor con el fluido secundario cuando este hace contacto con el intercambiador. Este equipo es semejante a un a un intercambiador de calor de tubos y coraza, por donde el refrigerante circula a través del serpentín, por la coraza circula el fluido secundario el cual tiene la finalidad de transportar la carga térmica para que se logre evaporar totalmente el refrigerante.
- **Tanque de calentamiento**, el cual consiste en un tanque de acero con una resistencia en su interior, la cual se encarga de transformar la energía eléctrica que se le suministra en energía calórica para el calentamiento del fluido secundario (agua/agua-etilenglicol).

Como se muestra en la Figura 4.1, los dos tanques están conectados mediante un sistema de tuberías por donde circula el fluido secundario, el cual es impulsado por una bomba centrífuga.

Otros componentes fundamentales dentro del sistema de calorímetro es la resistencia eléctrica, la cual se muestra en la Figura 4.4 y que se encarga de proveer la energía térmica necesaria para el calentamiento del fluido secundario, esta resistencia eléctrica es de la marca Mikai y tiene una capacidad de 8 kW de potencia.



Figura 4.4: Resistencia eléctrica sumergible

Otro equipo que conforma el calorímetro es la bomba de agua, la cual se muestra en la Figura 4.5. Esta es una bomba de 1/2 HP cuya marca es Munich modelo BA-1208. Esta bomba tiene como objetivo la recirculación del fluido secundario, esta se ubica a la salida del evaporador, desde donde impulsa el fluido hacia el tanque de calentamiento para incrementar su temperatura y posterior entrada al evaporador.



Figura 4.5: Bomba de agua

Para la regulación del caudal de refrigerante que ingresa al evaporador del calorímetro, se instaló una válvula reguladora electrónica (EEV) tipo ETS, la cual

maneja un voltaje de 12 [V], trabaja en un rango de temperatura ambiente de -30°C a 70°C y posee un módulo de control electrónico el cual gobierna el flujo de refrigerante con la apertura o cierre de la misma en función del sobrecalentamiento que se desee obtener a la salida del evaporador, en la Figura 4.6 se muestra un ejemplo de este dispositivo.



Figura 4.6: Válvula reguladora de flujo de refrigerante

Como mecanismo para verificar que los sistemas de medición están correctos y de que la resistencia eléctrica está entregando la energía necesaria para las especificaciones de la experimentación, es necesario realizar un balance de energía en el calorímetro. Este balance se puede realizar de dos maneras, utilizando la Ecuación 4.1 obtenemos el balance térmico en el lado del refrigerante.

$$\dot{Q}_{evap,ref} = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) \quad (4.1)$$

En el caso de \dot{m}_{ref} representa el flujo másico del refrigerante medido por un flujómetro tipo Coriolis instalado en la línea de alta presión (línea de líquido), antes del dispositivo de expansión. Los términos h_4 y h_3 representan las entalpías del refrigerante a la salida y a la entrada del evaporador del calorímetro, determinadas a través del software COOLPROP, el cual es alimentado con los valores de temperatura y presión obtenidos a través de sensores tipo RTD y transductores de presión.

Para el cálculo del calor transferido por el líquido proveniente del tanque de calentamiento se utiliza la Ecuación 4.2

$$\dot{Q}_{w,evap} = \dot{V}_{w,evap} \cdot \rho_{w,evap} \cdot C_{P_{w,evap}} (T_{w,ent} - T_{w,sal}) \quad (4.2)$$

En la Ecuación 4.2 los términos $T_{w,ent}$ y $T_{w,sal}$ indican la temperatura de entrada y salida del fluido proveniente del tanque de calentamiento (fluido secundario), las cuales se miden mediante termopares RTD. EL término $\dot{V}_{w,evap}$ representa el flujo volumétrico del fluido secundario, el cual se mide a través de un flujómetro electro-magnético, ρ representa la densidad a la entrada del evaporador, y $C_{P_{w,evap}}$ el calor específico de este fluido.

4.1.1 MODIFICACIÓN DEL TANQUE EVAPORADOR DEL CALORÍMETRO

Los sistemas de refrigeración como se abordó anteriormente, cuentan con un elemento fundamental que es el evaporador, donde se remueve la carga térmica de un local o fluido en caso que se requiera para algún proceso determinado. En este caso de estudio se utilizará un calorímetro para evaluar una unidad condensadora, donde este cuenta con el elemento evaporador que consiste en un tanque, donde un fluido secundario transfiere calor con el refrigerante a través de un intercambiador de calor, cuya geometría tiene forma helicoidal. Hay que tener en cuenta que un calorímetro es un dispositivo utilizado para medir la cantidad de calor intercambiado en un sistema, por lo que debe ser un recipiente con aislamiento térmico del medio ambiente, para evitar pérdidas energéticas [18].

Para este caso se utiliza una geometría helicoidal del intercambiador de calor debido a que proporcionan características mejoradas de transferencia de calor en comparación con los intercambiadores de calor de tubo recto debido al flujo secun-

dario, perpendicular a la dirección axial del fluido, lo que da como resultado una mezcla mejorada del fluido, reduciendo así el grosor de la capa límite térmica [21]. Para el caso de estudio en este trabajo, se modificó el intercambiador de calor que inicialmente tenía una geometría helicoidal desde la entrada del refrigerante hasta la salida del mismo, con una longitud aproximada de 37 m, por módulos con esta misma geometría, los cuales tienen una longitud de 5 m, tres módulos de 10 m y uno de 15 m. En la Figura 4.7 se muestra de forma esquemática las modificaciones que se le realizaron al intercambiador, esto para cumplir con los parámetros establecidos por la NOM-012-ENER-2019, en cuanto a temperaturas y carga térmica a remover.

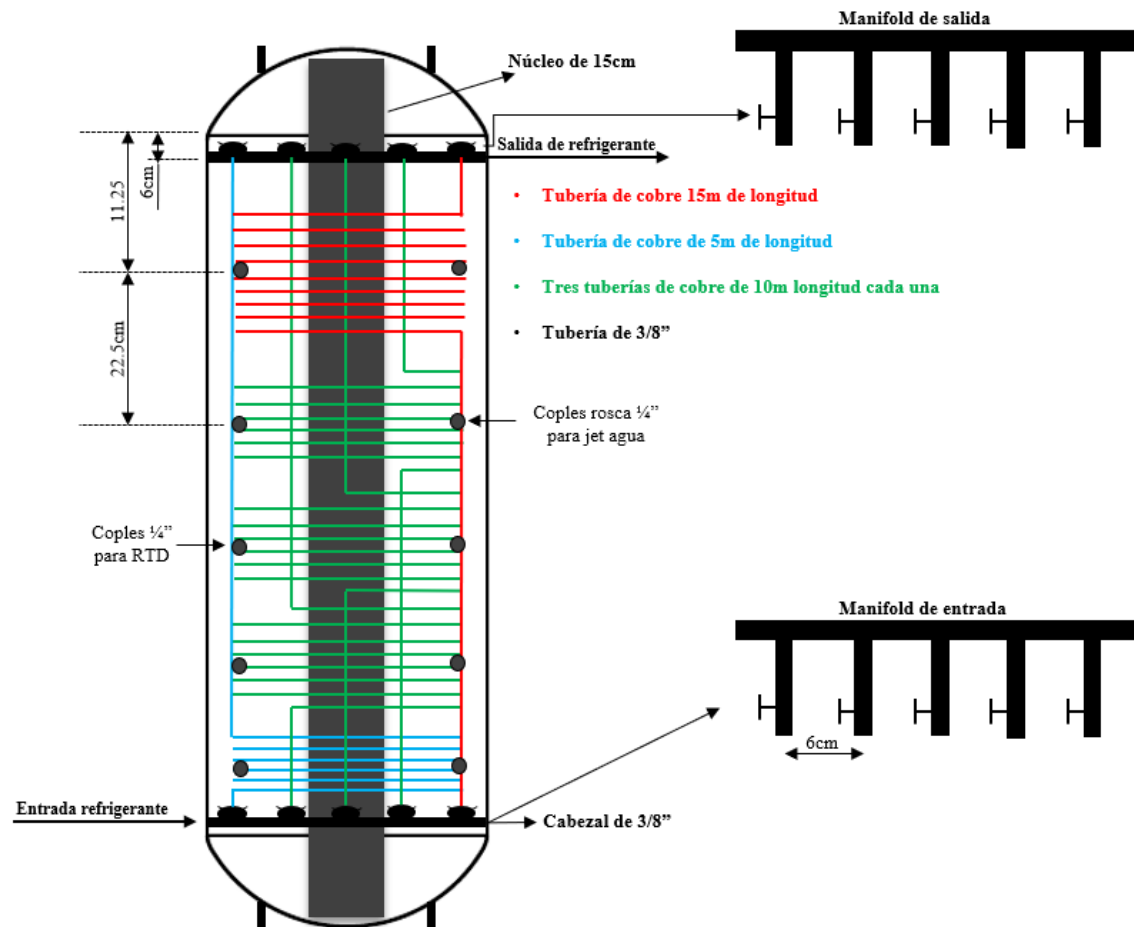


Figura 4.7: Esquema de modificación del evaporador del calorímetro

Para la obtención de los parámetros geométricos de área y longitud mínima del serpentín, por donde fluiría el refrigerante para remover la carga térmica que en este

caso es de 4.57 kW como plantea el fabricante de la UCOP, se siguió la metodología planteada por Hussain Tarrad y autores [44], donde se considera convección forzada del lado del refrigerante y con una calidad de vapor del 30 % [25], transferencia de calor por conducción por la tubería y convección combinada del lado del fluido secundario que en este caso es etilenglicol al 50 %. Para nuestro caso se considera convección combinada del lado del fluido secundario, atendiendo a las relaciones siguientes [27]:

$$(Gr_d/Re_d^2) \ll 1 \rightarrow \text{Se ignora la convección libre} \quad (4.3)$$

$$(Gr_d/Re_d^2) \gg 1 \rightarrow \text{Se ignora la convección forzada} \quad (4.4)$$

$$(Gr_d/Re_d^2) \approx 1 \rightarrow \text{Convección combinada} \quad (4.5)$$

Para la determinación del área (A) de transferencia de calor se utilizó la Ecuación 4.6, donde interviene el coeficiente global de transferencia de calor [U], y se aplica el método de la diferencia de temperatura media logarítmica $[\Delta T]$ para el caso de un evaporador donde hay un fluido en cambio de fase, el cual durante este proceso mantiene una temperatura constante. El calor $[\dot{Q}]$ es la carga térmica que se tiene que remover en el calorímetro correspondiente a unidades condensadoras de media temperatura en este caso.

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{lm} \quad (4.6)$$

Para el caso del Coeficiente Global de Transferencia de Calor [U] el cual tiene unidades de $[W/m^2K]$, este se calcula según la Ecuación 4.7, donde R_i y R_o representan las resistencias térmicas internas y externas debido a los sedimentos que puedan alojarse en la superficie del tubo de cobre; en nuestro caso no se consideran

debido a que tanto el flujo de refrigerante como de líquido secundario teóricamente no deben transportar partículas que permitan que se formen estos sedimentos. Por otra parte el coeficiente $\frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{cobre}}$ representa la resistencia térmica por conducción en cilindros concéntricos, los coeficientes h_i y h_o representan los coeficientes individuales de transferencia de calor interno y externo, que para el interior de la tubería se tiene que considerar que el fluido está en cambio de fase y para el caso del fluido secundario es necesario verificar si se cumple la condición de convección mixta por medio de la Ecuación 4.3, Ecuación 4.4 y Ecuación 4.5.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{Ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{cobre}} + \frac{1}{h_o} + R_i + R_o} \quad (4.7)$$

En el caso de diseño de intercambiadores de calor la diferencia de temperatura, la cual interviene en la Ecuación 4.6, se maneja mediante la diferencia media logarítmica, dada por la Ecuación 4.8, y para este caso de estudio en particular para uno de los fluidos en cambio de fase, donde la temperatura permanece constante.

$$\Delta T = \frac{(T_1 - t_{evap}) - (T_2 - t_{evap})}{Ln\left(\frac{T_1 - t_{evap}}{T_2 - t_{evap}}\right)} \quad (4.8)$$

Para la determinación del coeficiente individual de transferencia de calor del lado del refrigerante h_i , se tiene en cuenta el h_l que representa el coeficiente individual de transferencia de calor para el líquido y el h_{nb} para la fracción de vapor presente en la mezcla, debido a que el refrigerante está en cambio de fase. El cálculo de h_i se realiza mediante la Ecuación 4.9 como se muestra a continuación.

$$h_i = E * h_l + S * h_{nb} \quad (4.9)$$

Los términos E y S de la Ecuación 4.9 representan el multiplicador de dos fases y el factor de supresión de ebullición respectivamente, y se determinan mediante la Ecuación 4.10 y Ecuación 4.11.

$$E = 1 + 24000 * B_o^{1.16} + 1.37 * \left(\frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.86} \quad (4.10)$$

$$S = (1 + 0.00000115 * E^2 * R_e^{1.17})^{-1} \quad (4.11)$$

El factor B_o representa el número de ebullición el cual es la relación entre el flujo de calor real que se transmite o se desea transmitir, y el máximo que se puede alcanzar en la evaporación completa del fluido de trabajo desde líquido saturado hasta vapor saturado [27]. Por otra parte X_{tt} representa el parámetro de Martinelli, ambos factores se calculan atendiendo a la Ecuación 4.12 y 4.13.

$$B_o = \frac{q}{G * h_{fg}} \quad (4.12)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} * \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} * \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \quad (4.13)$$

Para determinar el valor del coeficiente individual de transferencia de calor para el líquido h_l se calcula a través de la Ecuación 4.14.

$$h_l = 0.023 * Re_l^{0.8} * Pr_l^{0.4} * \left(\frac{k_l}{d_i}\right) \quad (4.14)$$

$$Re_l = \frac{G * (1-x) * d_i}{\mu_l} \rightarrow \{G = \rho_l * V\} \quad (4.15)$$

El término del coeficiente individual de transferencia de calor para el vapor h_{nb} , también llamado coeficiente de transferencia de calor por ebullición nucleada, se calcula atendiendo a la Ecuación 4.16.

$$h_{nb} = F * 55p_{red} (-0.4343Ln(p_{red}))^{-0.55} * M^{-0.5} * q^{0.67} \quad (4.16)$$

El término F presente en la Ecuación 4.16 para refrigerantes que dentro de su composición solamente tienen una sustancia ($F = 1$), en caso contrario donde el refrigerante esté compuesto por varios de ellos como lo es para el R-404A, el término F se calcula según la Ecuación 4.17.

$$F = \left[1.0 + \frac{h_{(nb-ideal)}}{q} * (T_{dew} - T_{bub}) * \left(1 - e^{\frac{-q}{0.0003h_{fg}\rho_l}} \right) \right]^{-1} \quad (4.17)$$

El término p_{red} en la Ecuación 4.16 hace referencia a la relación entre la presión real de trabajo, para este caso presión de evaporación entre la presión crítica del refrigerante, y el término M se refiere a la masa molar del fluido.

En el caso del fluido secundario para este caso Agua-Etilenglicol al 50 %, el coeficiente individual de transferencia de calor h_o se calcula atendiendo a la Ecuación 4.18.

$$h_o = \frac{k_w * Nu_{comb}}{d_{ext}} \quad (4.18)$$

El número de Nusselt (Nu_{comb}) se calcula con la Ecuación 4.19, donde se tendrá que verificar el régimen convectivo que predomine.

$$Nu_{comb} = (Nu_f^4 \pm Nu_n^4)^{1/4} \quad (4.19)$$

En el caso del Nusselt para la convección forzada, este se calcula mediante la Ecuación 4.20, se tendrá en cuenta que $n = 1/3$ según [44], y los valores de las constantes m y c se determinan utilizando la Tabla 4.1 [27].

$$Nu_f = c * Re^m * Pr^n \quad (4.20)$$

Para determinar el valor de Nusselt en el caso de la convección libre o natural, se utiliza la Ecuación 4.21.

Re	c	m
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.0266	0.805

Tabla 4.1: Valores de constantes para el cálculo de la Ecuación 4.20

$$Nu_n = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.21)$$

Para determinar el valor del coeficiente volumétrico de expansión térmica (β), el cual es una de las propiedades necesaria del fluido en el cálculo del Nusselt por convección libre, se recurrió a su definición debido a que no se encontraron los valores de este factor en tablas oficiales, esta propiedad se calcula mediante la Ecuación 4.22 [27].

$$\beta = -\frac{1}{\rho} * \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (4.22)$$

Para determinar la derivada parcial de la densidad con respecto a la temperatura se encontró una función de ajuste con la cual se obtuvo el valor de la misma a la temperatura con la cual se buscaron las propiedades del fluido. Esto se muestra en la Figura 4.8.

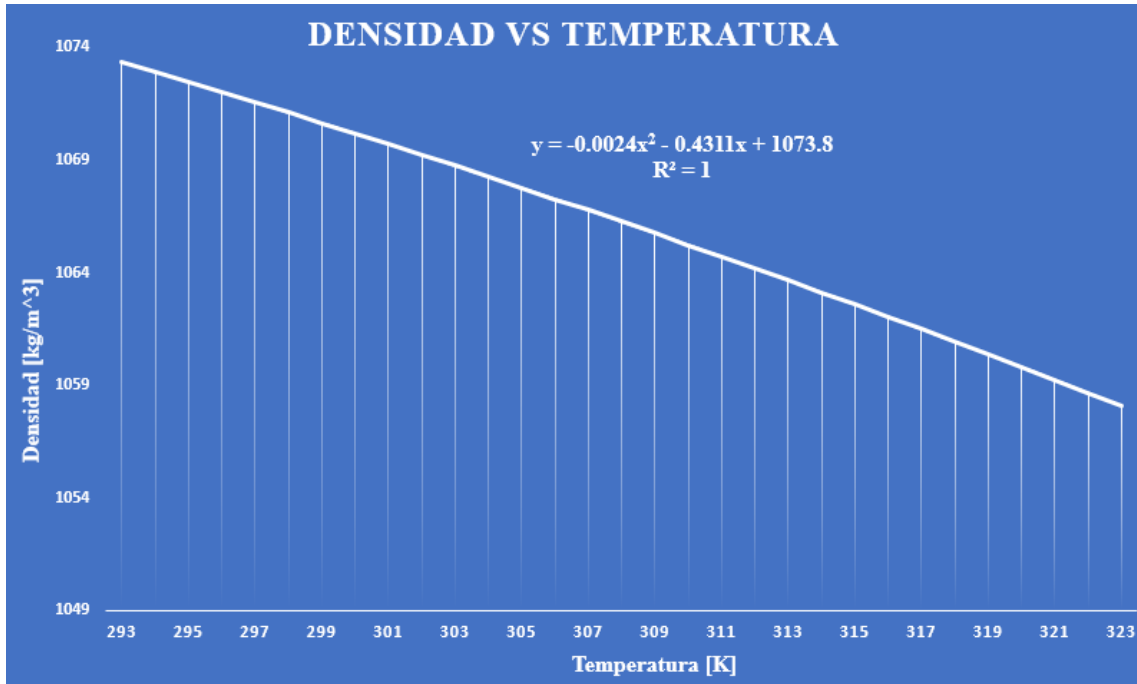


Figura 4.8: Función de ajuste para el cálculo del coeficiente volumétrico de expansión térmica

Luego de haber determinado todos los coeficientes que intervienen en el cálculo de $[U]$, se obtiene el valor del área de transferencia de calor para determinar la longitud mínima necesaria de la tubería por donde circulará el refrigerante que intercambiará calor con el fluido secundario, este valor de longitud se calcula mediante la Ecuación 4.23.

$$L = \frac{A}{\pi * d_{ext}} \quad (4.23)$$

Una vez definidas las ecuaciones para el cálculo de la longitud de diseño del intercambiador de calor por donde circulará el fluido refrigerante, y teniendo en cuenta que el valor de (q) factor que interviene en el cálculo de B_o y de h_{nb} , y que depende del calor que se desea transferir y del área de transferencia de calor; se procedió a realizar un cálculo iterativo. Este cálculo iterativo se debe a que precisamente deseamos conocer el área de transferencia de calor mínima necesaria para el diseño del intercambiador por lo cual sería una incógnita. Iniciamos el cálculo de (q) con un

área supuesta de transferencia de calor, teniendo en cuenta una longitud de 30 *m* y el diámetro exterior de la tubería a utilizar, tomando como referencia los parámetros geométricos del intercambiador original. Luego de obtener una longitud de diseño del intercambiador con los parámetros supuestos, se vuelve a realizar el cálculo de la misma con el valor obtenido de longitud y se compara el nuevo valor obtenido con el anterior, hasta que la diferencia entre ellos sea menor que 0.05, valor que se recomienda tener en cuenta para diseño en ingeniería.

4.2 EVALUACIÓN DE LA UNIDAD CONDENSADORA

Como se planteó en secciones anteriores, en este trabajo se realizará la evaluación de un sistema de refrigeración, en este caso de una unidad condensadora de media temperatura. De acuerdo a la literatura que se ha consultado, se evidencia que las condiciones a las cuales se ven expuestos estos sistemas energéticos son muy variadas de forma general, y en dependencia de la localidad o región del planeta donde se quieran implementar, serán las condiciones ambientales a las que se enfrentarán. Por tales motivos es necesario conocer el desempeño de los sistemas de refrigeración en diferentes condiciones de operación, con el objetivo de obtener indicadores que nos permitan comprender que tan eficientes son operando bajo condiciones variadas y sobre todo cuanta energía ya sea mecánica, eléctrica o térmica, estos equipos consumen, ya que al final esto se refleja en impactos al medio ambiente, y el conocimiento del comportamiento de estos sistemas nos permitirá tomar acciones con el objetivo de hacer más eficiente estos procesos.

4.2.1 ASPECTOS FUNDAMENTALES DE LA NOM-012-ENER-2019 PARA LA EVALUACIÓN DE UNIDADES CONDENSADORAS

La norma establece los requisitos de eficiencia energética que deben cumplir las unidades condensadoras que son fabricadas para su instalación al aire libre (expuestas al ambiente exterior) o en interiores (expuesta al ambiente del local donde se hará la instalación frigorífica), así como el método de prueba para verificar su cumplimiento para la refrigeración, con potencia frigorífica a partir de 746 W hasta 12000 W en media temperatura. Las unidades condensadoras que se rijan por esta norma, deberán cumplir con el Factor de Eficiencia Energético Estandarizado el cual se muestra en la Tabla 4.2, de acuerdo con su potencia frigorífica bruta. También se muestra en la norma que el equipo bajo las condiciones de prueba debe de cumplir con los valores de capacidad frigorífica y consumo de potencia eléctrica que muestra el fabricante en los datos de chapa del equipo.

Aplicación frigorífica	Potencia frigorífica bruta en Watt (BTU/h)	Nivel mínimo del FEEE
Media temperatura	Mayor o igual que 746 W y Menor o igual que 12000 W (Mayor o igual que 2547 BTU/h y Menor o igual que 40982 BTU/h)	1.65
Media temperatura	Mayor que 12000 W y Menor o igual que 26000 W (Mayor que 40982 BTU/h y Menor o igual que 88716 BTU/h)	1.65
Baja temperatura	Mayor o igual que 746 W y Menor o igual que 4500 W (Mayor o igual que 2547 BTU/h y Menor o igual que 15355 BTU/h)	0.83
Baja temperatura	Mayor que 4500 W y Menor o igual que 9500 W (Mayor que 15355 BTU/h y Menor o igual que 32415 BTU/h)	0.83

Tabla 4.2: Valores de FEEE según la NOM-012-ENER-2019

Para el cálculo de el Factor de Eficiencia Energética Estandarizado (FEEE) se tiene en cuenta la Ecuación 4.24, donde cada término de la ecuación representa lo siguiente:

$$FEEE = \frac{(\Delta h \cdot Q_m + C_1)}{W_m - C_2 + W_{aux}} \quad (4.24)$$

- Δh = Diferencia de entalpías obtenidas de las lecturas de presión y temperatura a la entrada y a la salida del evaporador del calorímetro (h_4-h_3).
- h_3 = Entalpía específica del refrigerante líquido a la entrada del elemento restrictor del evaporador o intercambiador del calorímetro de prueba.
- h_4 = Entalpía específica del refrigerante vapor sobrecalentado a la salida del evaporador del calorímetro.
- Q_m = Flujo másico del refrigerante por el circuito de refrigeración.
- W_m = Potencia promedio en Watts tomada de las lecturas cuando el sistema alcanza la estabilidad.
- W_{aux} = Cualquier sistema anexo a la Unidad Condensadora Objeto de Prueba (UCOP) que implique un consumo de potencia eléctrica.
- C_1 = Factor de corrección de altitud para potencia frigorífica expresado en (kW), determinado por Ecuación 4.25, donde H es la altura sobre el nivel del mar en metros, del lugar de realización de la prueba.

$$C_1 = (3 \times 10^{-4}) \times H \quad (4.25)$$

- C_2 = Factor de corrección de altitud para potencia demandada por el compresor expresado en (kW) y determinado por la Ecuación 4.26 y la Ecuación 4.27:

Para compresores tipo Scroll

$$C_2 = (1.62 \times 10^{-8}) \times H^2 + (8.68920 \times 10^{-5}) \times H \quad (4.26)$$

Para compresores semiherméticos

$$C_2 = (8.6 \times 10^{-5}) \times H \quad (4.27)$$

Por otra parte la norma establece también las condiciones en las cuales se deben evaluar las Unidades Condensadoras Objeto de Prueba (UCOP) para aplicaciones de media temperatura, mediante las cuales se obtendrán los valores de presión y temperatura del refrigerante para determinar el estado termodinámico del mismo en el sistema de refrigeración; las condiciones referidas se muestran a continuación:

- **Temperatura ambiente de bulbo seco** 30.0 ± 1.0 °C.
- **Temperatura de evaporación** -4.0 ± 0.5 °C.
- **Temperatura de condensación** 36.0 °C $< T_{cond} < 42.0$ °C.
- **Sobre calentamiento** 5.0 ± 0.5 K.
- **Humedad Relativa** 50.0 ± 5.0 %.
- **Sub enfriamiento** ≥ 1.0 K.

Se debe tener en cuenta que las pruebas deben de llevarse a cabo a una frecuencia eléctrica de 60.0 Hz ± 0.5 %, con la tensión más alta especificada por el fabricante con una variación de ± 2.5 %, para los monofásicos o trifásicos.

4.2.2 UNIDAD CONDENSADORA OBJETO DE PRUEBA (UCOP) Y CONDICIONES DE PRUEBA

Es necesario realizar un estudio del comportamiento de los sistemas de refrigeración, debido a la variabilidad de las condiciones ambientales a las cuales se exponen durante su período de operación. Por tal motivo en este trabajo se analizará una unidad condensadora de media temperatura modelo **HJZ022D40N** para obtener según lo establecido por la norma, su desempeño en condiciones de operaciones variables de temperatura ambiente; dicha unidad se muestra en la Figura 4.9, donde se ven los principales componentes que la conforman.

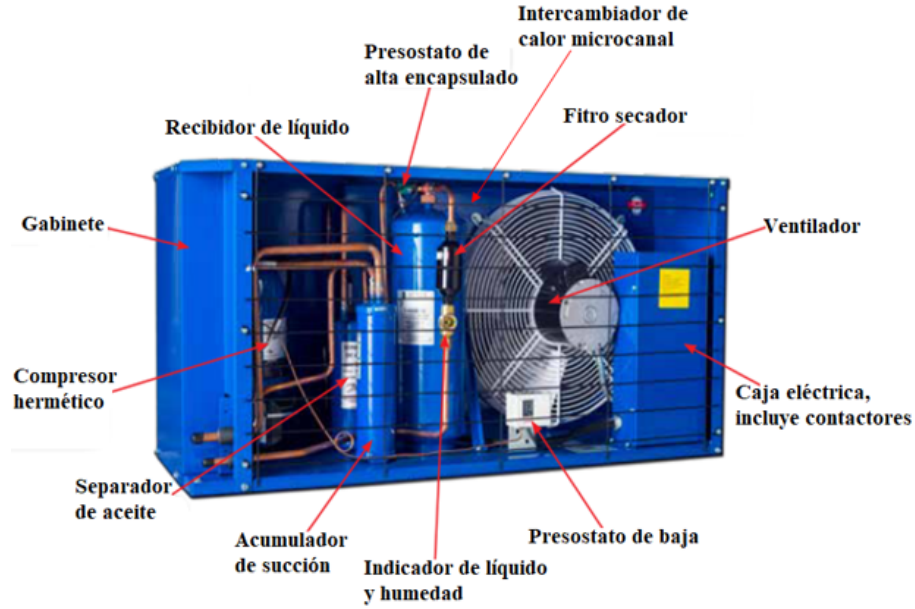


Figura 4.9: Unidad condensadora objetivo de estudio

Para la evaluación de dicha unidad se obtendrán los valores del FEEE determinados por la Ecuación 4.24, y el Coeficiente de Desempeño (COP) determinado por la Ecuación 4.28. En el caso del primer indicador obtendremos la relación de consumo de energía eléctrica en función de calor que es capaz de absorber el refrigerante en el evaporador del calorímetro; para el segundo indicador (COP), nos dará la relación de calor absorbido por el refrigerante en el calorímetro en función del trabajo realizado por el compresor de la unidad condensadora.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_4 - h_3)}{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{salcomp} - h_{entcomp})} \quad (4.28)$$

Los términos de la Ecuación 4.28 representan lo siguiente:

- \dot{Q}_{abs} = Potencia calórica absorbida por el refrigerante en el calorímetro (kW).
- \dot{W}_{comp} = Trabajo realizado por el compresor de la UCOP (kW).
- \dot{m}_{ref} = Flujo másico de refrigerante (kg/s).

- h_4 = Entalpía específica del refrigerante a la salida del evaporador del calorímetro (kJ/kg).
- h_3 = Entalpía específica del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión electrónica, elemento restrictor del circuito de refrigeración (kJ/kg).
- $h_{salcomp}$ = Entalpía del refrigerante a la salida del compresor de la UCOP (kJ/kg).
- $h_{entcomp}$ = Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador del calorímetro (kJ/kg).

Para la realización de las pruebas a la UCOP, se decidió realizar las experimentaciones bajo diferentes condiciones de temperatura ambiente, donde los valores máximos y mínimos estarán entre $30\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_{amb} \leq 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, ya que en la bibliografía revisada no se ha encontrado una metodología donde se haya estandarizado un rango de temperatura para la evaluación de estos tipos de equipos. Antes de realizar las pruebas a distintas temperaturas, se realizará una prueba de referencia según se establece en la NOM-012-ENER-2019 [12] a la temperatura de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, y se evaluará el desempeño de la unidad estableciendo la carga de refrigerante acorde a estas condiciones de operación. La experimentación se llevó a cabo en una cámara climática donde se controla la temperatura, esta cámara climática se encuentra en el Laboratorio de Ambiente Controlado, del Laboratorio de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) en la FIME, perteneciente a la Universidad Autónoma de Nuevo León (UANL).

Otro aspecto importante a tener en cuenta en la obtención del desempeño de una unidad condensadora, es el desempeño de la misma bajo condiciones variable de carga de refrigerante. En la literatura consultada se muestra que esta variación de la carga de refrigerante dentro del circuito de refrigeración, tiene un impacto notable sobre el desempeño de la unidad, debido a que al cargar más refrigerante en el sistema, se acumula más refrigerante en los intercambiadores de calor, lo que

provoca un aumento de las presiones de condensación y evaporación, ocasionando que disminuya el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador[8]. El efecto de la disminución del sobrecalentamiento a la salida del evaporador, producto del aumento de la carga de refrigerante, provoca que disminuya el volumen específico del refrigerante en la entrada del compresor, aumentando así la velocidad de flujo másico del refrigerante [8]. Aunque no es objetivo en este trabajo la evaluación del desempeño de la UCOP en condiciones variables de carga de refrigerante, es un elemento a tener en cuenta a la hora de realizar la carga para el test de referencia.

Luego de establecer la masa de refrigerante para prueba de referencia, se procederá a variar la temperatura ambiente manteniendo la carga de refrigerante fija. En la Figura 4.10 se muestra un esquema de la instalación para la inyección de refrigerante en el sistema, donde se ve el flujo del refrigerante en el circuito de refrigeración, y los principales componentes que lo conforma.

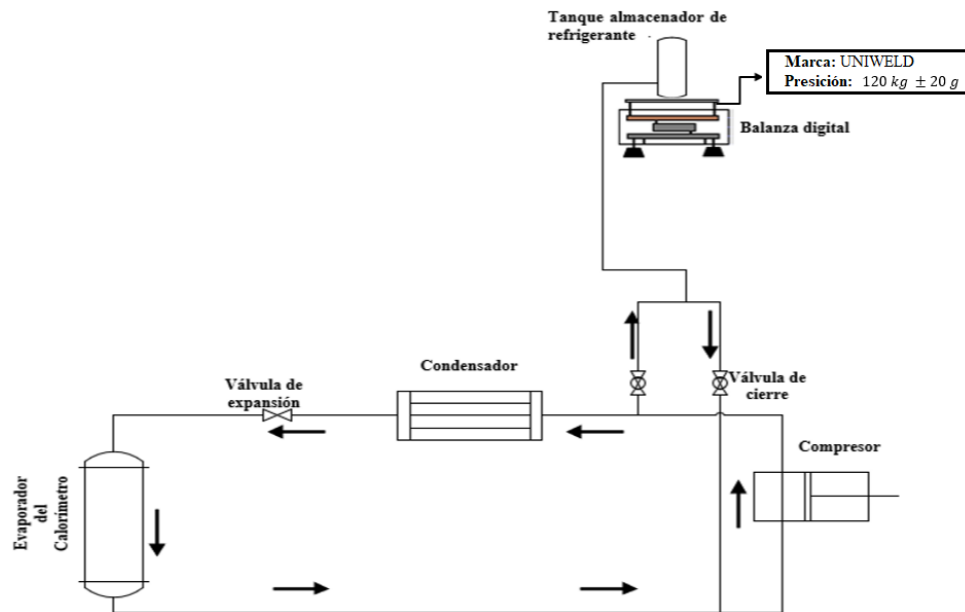


Figura 4.10: Esquema de instalación del banco de prueba

Para medir cuanto refrigerante se está ingresando al sistema se utilizará una balanza digital marca (UNIWELD), la cual es un transductor que convierte una magnitud física de peso en una señal eléctrica, mostrando el resultado deseado en un

display. Esta balanza tiene un rango de temperatura ambiente de operación de 0 °C a 50 °C, con una precisión en cuanto a capacidad de medición de (120 kg \pm 20gr).

En la Tabla 4.3 se muestra el diseño de experimentos para la evaluación de la UCOP, donde se evidencia como se procederá en la realización de las pruebas, para obtener el desempeño de la misma en las condiciones de temperatura ambiente requeridas.

Prueba	Temperatura ambiente	Sobre-calentamiento	Sub-enfriamiento
	[°C]	[K]	[K]
1	30	5.0 + / - 0.5	≥ 1.0
2	35		

Tabla 4.3: Diseño de experimentos de la UCOP

4.3 CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO E INSTRUMENTACIÓN

Como se mencionó anteriormente para la realización de las pruebas en condiciones variables de temperatura, es necesario contar con un local donde se pueda controlar la temperatura ambiente, dicho local es una cámara climática que en nuestro caso el Laboratorio de Ambiente Controlado del LIITE en la FIME, cuenta con uno y donde se llevará a cabo la experimentación. También es necesario contar con la instrumentación adecuada para poder determinar de manera correcta y con seguridad el desempeño de la UCOP, y las propiedades termodinámicas del refrigerante en los puntos de interés.

4.3.1 CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO Y UBICACIÓN DE LA UCOP

La cámara cuenta con dimensiones de $3.3 \times 3.8 \times 2.85 \text{ m}^3$, también posee dos puertas aisladas térmicamente con dos mirillas de doble vidrio. Para la alimentación eléctrica de los equipamiento en su interior esta cuenta con 110/220 VAC regulado y dos paneles con 48 canales de termopares tipo T. Para el control del ambiente en el interior esta cámara cuenta con un sistema completo de humidificación, de refrigeración y de calefacción, dando la posibilidad de operar en rangos de temperatura de 0 a 45 °C y de 30 a 95 % de humedad.

Un factor importante para la correcta realización de las pruebas a la unidad condensadora, es la ubicación de esta dentro de la cámara climática, según los estándares establecidos en AHRI 421 [4]. En la NOM-012-ENER-2019 [12] se muestran los parámetros fundamentales a tener en cuenta para la ubicación de la UCOP en la cámara climática, donde se tiene en cuenta la distancia mínima requerida a la descarga del aire de la unidad para que no ocurra una recirculación del aire producto de algún obstáculo lo cual pueda influir de manera negativa en la experimentación. En la Figura 4.11 se muestra la ubicación de la UCOP dentro de la cámara climática de forma esquemática.

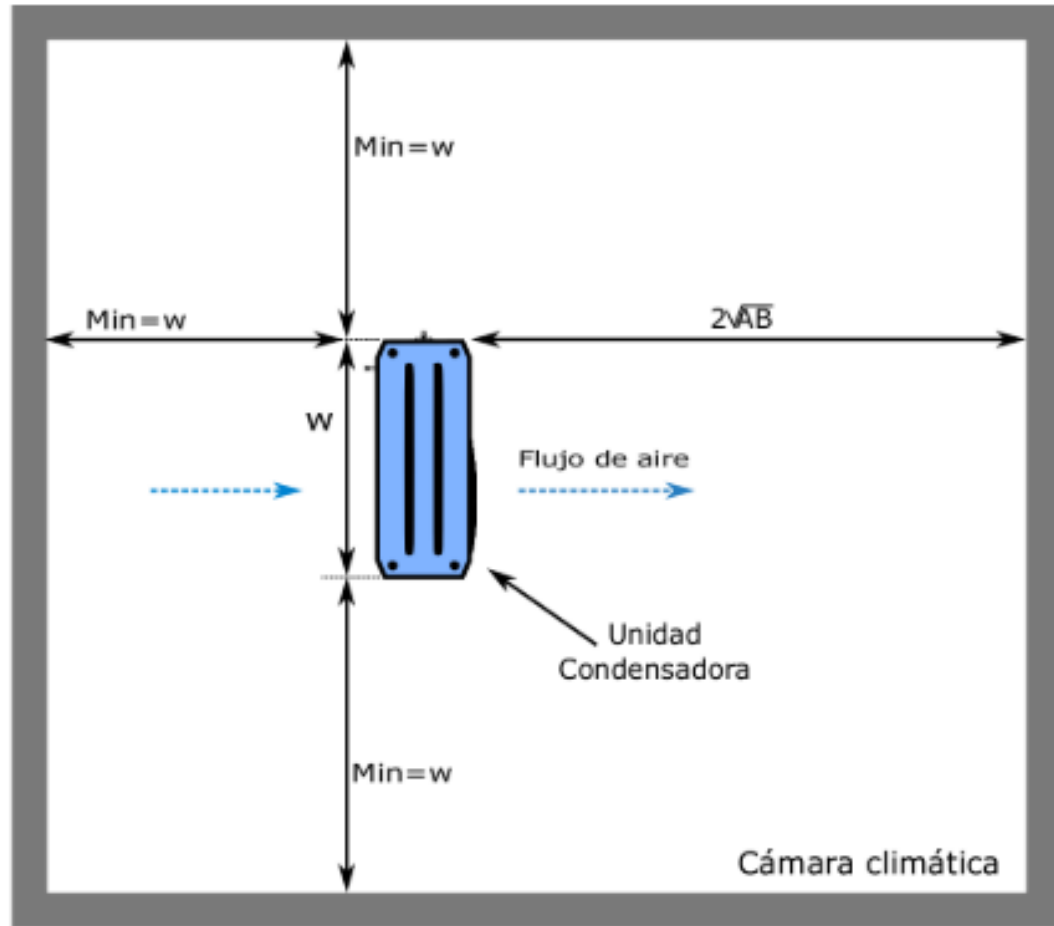


Figura 4.11: Esquema de instalación de la UCOP

Para evitar una obstrucción del flujo de aire hacia la UCOP instalada dentro de la cámara climática, la NOM-012-ENER-2019 [12] establece la Ecuación 4.29 la cual nos da la distancia mínima que deben de guardar los objetos que se encuentren en los alrededores de la unidad, donde A y B son las dimensiones que definen el área de paso de aire del intercambiador o serpentín en el lado de entrada de aire.

$$L_{min} = 2\sqrt{A \cdot B} \quad (4.29)$$

4.3.2 INSTRUMENTACIÓN Y SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Con el objetivo de realizar el análisis del desempeño de la unidad condensadora bajo las condiciones impuestas, es necesario tener los instrumentos de medidas adecuados para poder obtener los datos requeridos de manera precisa, siempre cumpliendo con lo estipulado en la NOM-012-ENER-2019 [12] anteriormente mencionada.

Para el seguimiento de las condiciones ambientales establecidas dentro de la cámara frigorífica, se utilizaron sensores de temperatura tipo RTD con una incertidumbre de $\pm 0.15K$ modelo (TM4101) y sensores de humedad con $\pm 1\%$ de incertidumbre modelo (HX85A). Para medir la temperatura a la (entrada/salida) del evaporador del calorímetro, y para la (entrada/salida) del compresor, se utilizaron termopares tipo RTD pt1000; y para sensar las presiones en los puntos especificados anteriormente se montaron transductores de presión modelo (AKS32) con una incertidumbre en la medición de $\pm 1\%$. La instalación de estos dispositivos es con el objetivo de obtener las entalpías del refrigerante para poder realizar los balances energéticos necesarios y obtener el desempeño de la UCOP, dicha instalación se realizó siguiendo lo estipulado en la NOM-012-ENER-2019 [12].

Para medir el flujo de refrigerante se instalaron dos flujómetros tipo Coriolis modelo (2400S) con una incertidumbre de medida de $\pm 0.03\%$, uno antes del dispositivo de expansión y otro a la salida del tanque evaporador. Este tipo de flujómetro se muestra en la Figura 4.12.



Figura 4.12: Flujómetro tipo Coriolis

Para la adquisición de datos y control, se cuenta con una interfaz en el programa LabVIEW, donde se utilizó un CompactRIO (cRIO) 9039 de la firma National Instruments (NI). Este sistema permite una mejor interfaz humano-máquina local, con lo cual se simplifica el desarrollo de aplicaciones, además de que permite realizar un sin número de aplicaciones para el estudio del trabajo en cuestión y otros fenómenos.

La utilización de la plataforma NI es un medio viable para la agilización del proceso de adquisición de datos de diferentes variables. Para la adquisición de los datos de flujo, se utilizó una tarjeta NI 9203. Para el control de la válvula reguladora de caudal se utiliza una Tarjeta NI-9263, esta tarjeta tiene una salida de $\pm 10V$. Para registrar las lecturas de los sensores RTD pt1000, se utiliza una tarjeta NI-9219 de entradas analógicas Serie C [25].

Para llevar a cabo la medición correcta de las variables de interés involucradas en la evaluación del desempeño de la UCOP, se han realizado modificaciones en el software y hardware existente, los cuales controlan el correcto funcionamiento de la Cámara de Ambiente Controlado, donde consideran los conceptos de **Determinismo** y **Latencia** para la correcta aplicación de estos cambios. En la Figura 4.13 de manera esquemática mediante un diagrama de bloque, se ejemplifica el algoritmo de trabajo para la realización de las pruebas, teniendo en cuenta las modificaciones realizadas, señalando en rojo donde fueron aplicados estos cambios.

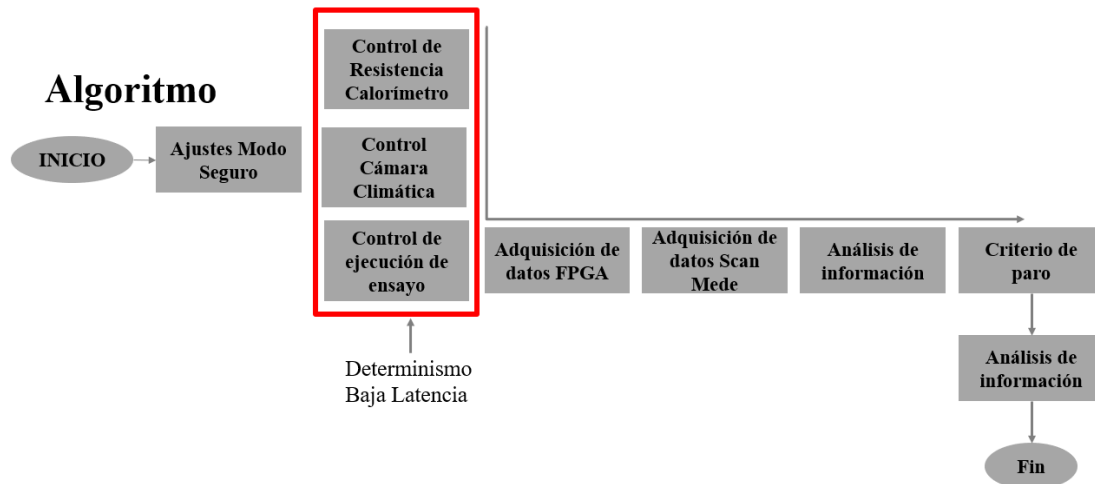


Figura 4.13: Algoritmo de trabajo con cambios implementados

Teniendo en cuenta que el concepto de **Latencia** está asociado con el tiempo que se emplea en enviar y recibir información de una fuente, en la nueva versión del software de control y adquisición de datos se han establecido prioridades en la ejecución para garantizar una baja latencia, y se ha establecido además criterios de seguridad funcional del software (Modo a prueba de fallos). Bajo el concepto de **Determinismo** que es la operación que debe ejecutarse en un tiempo y secuencia estrictamente predictiva, la nueva versión del programa de adquisición de datos presenta una estructura determinista en la medición de la energía eléctrica consumida por la UCOP, en conjunto con una estructura no-determinista para la medición del resto de las variables.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

A continuación en este capítulo se presentarán los resultados referente a las pruebas realizadas en la Unidad Condensadora Objetivo de Estudio (UCOP). Estos resultados son producto de la implementación de la metodología que se describió en la sección anterior. Para el caso de estudio de una unidad condensadora de media temperatura la NOM-012-ENER-2019, establece los parámetros que deben cumplirse para que los resultados emitidos sean confiables y poder tener un criterio fidedigno del desempeño de la máquina que se analizará.

5.1 MODIFICACIÓN DEL EVAPORADOR DEL CALORÍMETRO

Como se planteó en secciones anteriores, para el análisis de la UCOP era necesario modificar la instalación experimental existente, lo cual consistió en el redimensionamiento del serpentín del evaporador del calorímetro para llevar a cabo los experimentos. Para llevar a cabo esta modificación se siguió la metodología planteada en la sección anterior, donde se presenta un método de cálculo iterativo, teniendo en cuenta que tenemos como refrigerante un fluido que en su composición está constituido por una mezcla de tres diferentes refrigerantes, los cuales poseen diferentes presiones parciales, mismos que otorgan propiedades muy específicas al fluido de trabajo que se encargará de absorber el calor en el evaporador.

Para obtener los valores de las variables de entrada que permitirán llevar a cabo el cálculo de la longitud y área necesaria del serpentín para 4570 W de potencia calórica a transferir, se realizaron pruebas previas a la modificación del evaporador, con el objetivo de conocer el comportamiento de las principales variables involucradas en el diseño, y obtener los valores de las mismas para determinar las dimensiones reales para los requerimientos de experimentación. En la Tabla 5.1 se muestran los valores de las variables medidas, para la obtención de las propiedades del fluido refrigerante y del fluido secundario, y otras conocidas debido a que ya se contaba con el tipo de tubería a utilizar para la modificación del evaporador y se conocían las dimensiones del tanque donde se realizaría el intercambio de calor.

Nomenclatura	Valor	Unidades	Descripción
\dot{Q}	4750	W	Calor a transferir
x	0.3	-	Calidad de vapor
t_{evap}	-4	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de evaporación
t_{burb}	-4.54	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de burbuja
k_{cobre}	401	$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$	Conductividad térmica del cobre
d_{int}	0.007894	m	Diámetro interior de la tubería
d_{ext}	0.00952	m	Diámetro exterior de la tubería
$d_{in-tanq}$	0.35	m	Diámetro interior del tanque
\dot{m}_{ref}	0.039	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Flujo de refrigerante
p_{ref}	4.26	bar	Presión de evaporación
$\dot{V}_{agua-gli}$	0.0002833	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	Flujo volumétrico de agua-glicol
$T_{\infty-in}$	28	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de entrada del agua-glicol
$T_{\infty-out}$	24	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura de salida del agua-glicol
T_{s-tub}	-4	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura superficie de tubería
$A_{sec-trans-tuber}$	4.89×10^{-5}	m^2	Área de la sección transversal interior del serpentín

Tabla 5.1: Parámetros de entrada para el cálculo de longitud de tubería del serpentín

En la Tabla 5.2 se muestran los resultados de longitud y área mínima necesaria del serpentín, par la transferencia de los 4570 W de potencia calórica en el evaporador del calorímetro.

Nomenclatura	Valor	Unidades	Denominación
A_{tub}	0.28	m^2	Área real de tubería
L	9.4344	m	Longitud real de tubería

Tabla 5.2: Parámetros geométricos del serpentín del evaporador del calorímetro

De acuerdo con la metodología de cálculo planteada en secciones anteriores, se obtuvieron los valores de la cantidad de calor que se pudiera transferir de acuerdo a distintas longitudes de tubería. Se realizaron estos cálculos debido a que por la

configuración propia del nuevo diseño del evaporador, el cual cuenta con una longitud de tubería total de 50.4 m distribuidos como se muestra en la Figura 4.7, era necesario conocer estos valores para futuras experimentaciones. Los valores de la transferencia de calor de acuerdo a diferentes longitudes de tubería, para estudios de unidades condensadoras de media temperatura se muestran en la Tabla 5.3

Longitud [m]	Área [m^2]	Transferencia de Calor [kW]
5	0.1495	2.42
15	0.4486	7.2
25	0.7477	12.1
40	1.1963	19.38

Tabla 5.3: Transferencia de calor para diferentes longitudes de tubería

En la Figura 5.1 se muestra el resultado del modelado CAD del tanque evaporador del calorímetro que se utilizará para las experimentaciones. Este es el resultado de la aplicación de la metodología de cálculo anteriormente descrita, para intercambiadores de calor por donde en una sección (serpentín de cobre) tenemos un fluido que se está evaporando, y por otro lado (interior del tanque) un fluido monofásico el cual está transfiriendo el calor necesario para llevar a cabo las pruebas.

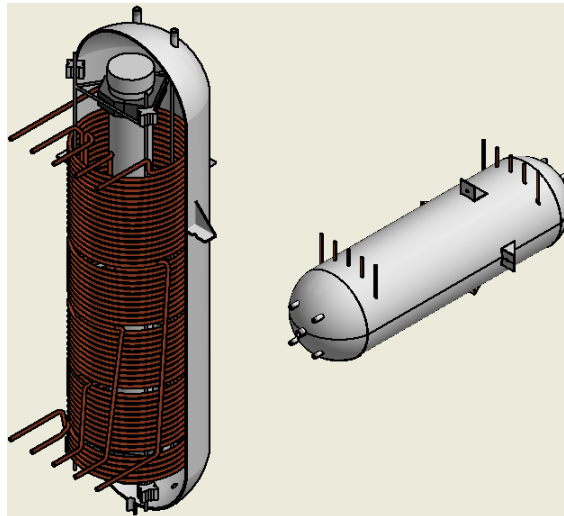


Figura 5.1: Tanque evaporador del calorímetro

5.2 RESULTADOS PARA LA PRUEBA DE REFERENCIA

Los resultados que se presentarán están asociados al ensayo de referencia, donde se estableció una potencia de 2.88 kW que corresponde a un 36 % de la potencia de calentamiento de la resistencia eléctrica suministrada al fluido secundario. La prueba se realizó con el objetivo de evaluar la UCOP, bajo las condiciones que dicta la NOM-012-ENER-2019 en cuanto al cumplimiento de los valores de temperatura de condensación ($36.0\text{ }^{\circ}\text{C} \leq T \leq 42.0\text{ }^{\circ}\text{C}$), sobrecalentamiento ($5.0 \pm 0.5\text{ K}$), subenfriamiento ($1.0\text{ K} \leq T$), temperatura de evaporación de ($-4.0 \pm 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) y temperatura ambiente de bulbo seco de ($30.0 \pm 1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$), como lo establece la NOM-012-ENER-2019. Las variables estadísticas mediante las cuales se reportarán los resultados son las siguientes:

- **Media o Promedio:** representa la medida del valor de la variable de posición central en un conjunto de datos ordenados. (n = tamaño de la muestra).

$$\bar{X} = \frac{\sum_i^n x_i}{n} \quad (5.1)$$

- **Moda:** valor que más se repite e un conjunto de datos, población o muestra.
- **Mediana:** valor de la variable central en un conjunto de datos o población, estos organizados de menor a mayor.
- **Desviación Típica**

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} \quad (5.2)$$

- **Error Típico:** Corresponde a la variabilidad del estadístico promedio (\bar{X}), no de la distribución de la variable medida.

$$E = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (5.3)$$

- **Varianza:** esta variable junto con la desviación, son medidas de la dispersión de los datos u observaciones. El valor de esta variable siempre será mayor o igual a cero, y su unidad de medida es la unidad correspondiente a los datos pero elevado al cuadrado.

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n} \quad (5.4)$$

En cuanto al desarrollo y obtención de los datos de la experimentación, estos se llevaron a cabo en un tiempo aproximado de 3.7 horas, con un período de muestreo de 5 segundos, lo cual da un total de 2712 de datos obtenidos por cada variable medida. Los gráficos muestran la evolución temporal de las variables medidas alcanzando el estado estacionario al minuto noventa, donde la evolución temporal de los datos siguen una trayectoria paralela al eje del tiempo y la desviación típica es pequeña en comparación con el valor promedio obtenido. A partir de este punto se tomaron los datos de los siguientes quince minutos de experimentación para la evaluación del comportamiento de estas variables. Los gráficos muestran la evolución temporal de las variables hasta el minuto ciento veinte, debido a que en este rango de estado estacionario se cumple con los parámetros establecidos en la NOM-012-ENER-2019, y se cuenta con los datos suficiente para la evaluación del desempeño de la UCOP. En la sección de apéndice se muestran los gráficos referido solamente a la sección de estado estacionario de donde se obtuvieron los datos.

En la Figura 5.2 se muestra la evolución temporal de la temperatura del fluido secundario, el cual se encarga de transferir el calor hacia el fluido refrigerante para la evaluación de la UCOP. Como se evidencia en el gráfico existe cierta tendencia decreciente y creciente en la temperatura en los inicios de la experimentación, hasta que se logra un estado estacionario aproximadamente en el minuto 90 de la experimentación; esto se debe a la variación de la potencia calórica suministrada al fluido con el objetivo de cumplir con los parámetros establecidos en la NOM-012-ENER-2019 para la evaluación del desempeño de la UCOP. La Figura 5.2 muestra los valores promedios de temperatura, los cuales fueron calculados a partir de alcanzar el esta-

do estacionario, y los datos estadísticos obtenidos de la medición de la temperatura se muestran en la Figura 5.3. La sección del gráfico correspondiente a la zona de estabilidad, se muestra en el apéndice del trabajo en la Figura A.1.

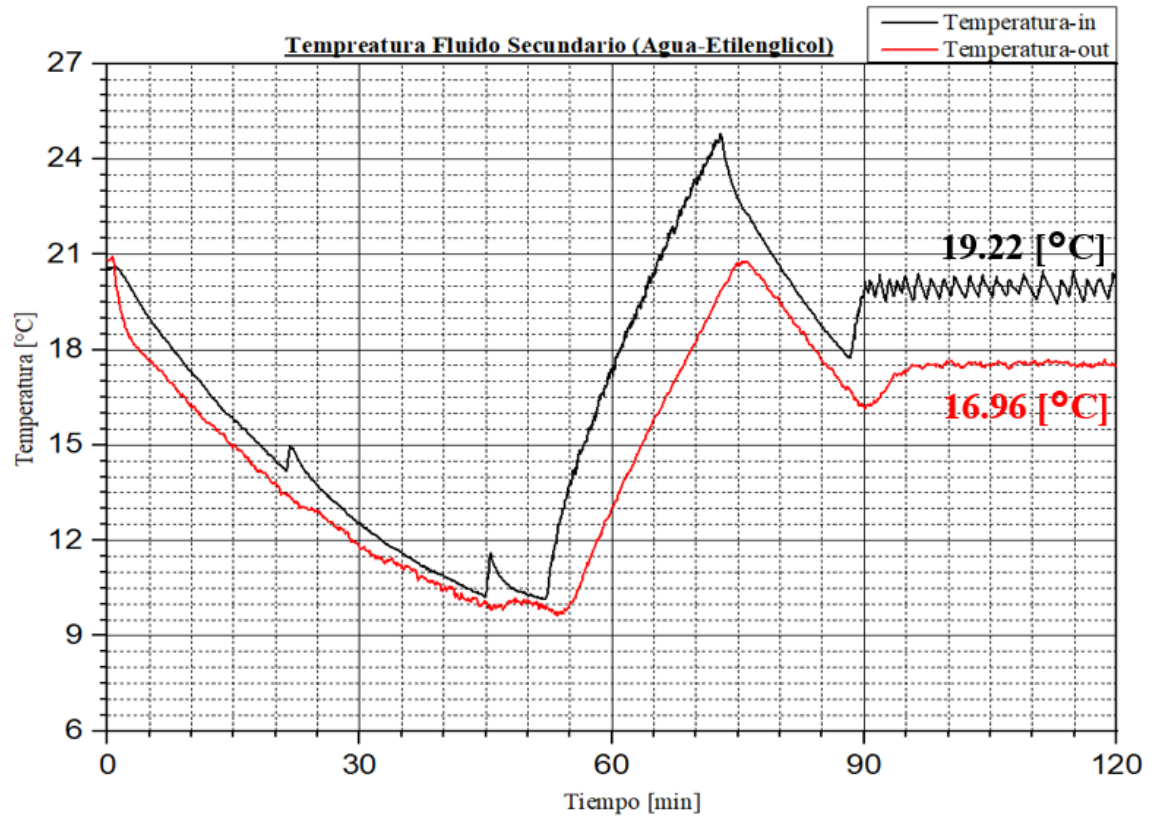


Figura 5.2: Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol)

<u>Temperatura - in</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	19.22	°C
Error Típico	0.014773759	°C
Mediana	19.0843	°C
Moda	18.9137	°C
Varianza	0.303605168	°C ²
Desviación Típica	0.55	°C
<u>Temperatura - out</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	16.96	°C
Error Típico	0.011197315	°C
Mediana	16.7264	°C
Moda	16.7195	°C
Varianza	0.419114763	°C ²
Desviación Típica	0.18	°C

Figura 5.3: Datos de temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol)

Para obtener el desempeño del ciclo de refrigeración (COP), es necesario obtener los valores de presión y temperatura del refrigerante en la descarga y la succión del compresor, así como en la entrada y salida del evaporador; esto con el objetivo de determinar el estado termodinámico del fluido refrigerante. En la Figura 5.4 se muestra la evolución temporal del comportamiento de la presión en la succión y descarga del compresor, o sea en el lado de baja y de alta presión, con sus respectivos valores promedios obtenidos a partir del punto donde comienza el estado estacionario que como se mencionó anteriormente es aproximadamente en el minuto 90 del tiempo de experimentación. La sección del gráfico correspondiente a la zona de estado estacionario, se muestra en el apéndice del trabajo en la Figura A.2.

En la Figura 5.5 se muestran los valores de las variables estadísticas de interés para evaluar el comportamiento de la presión de succión y descarga del compresor, estos valores obtenidos a partir del punto de estabilización.

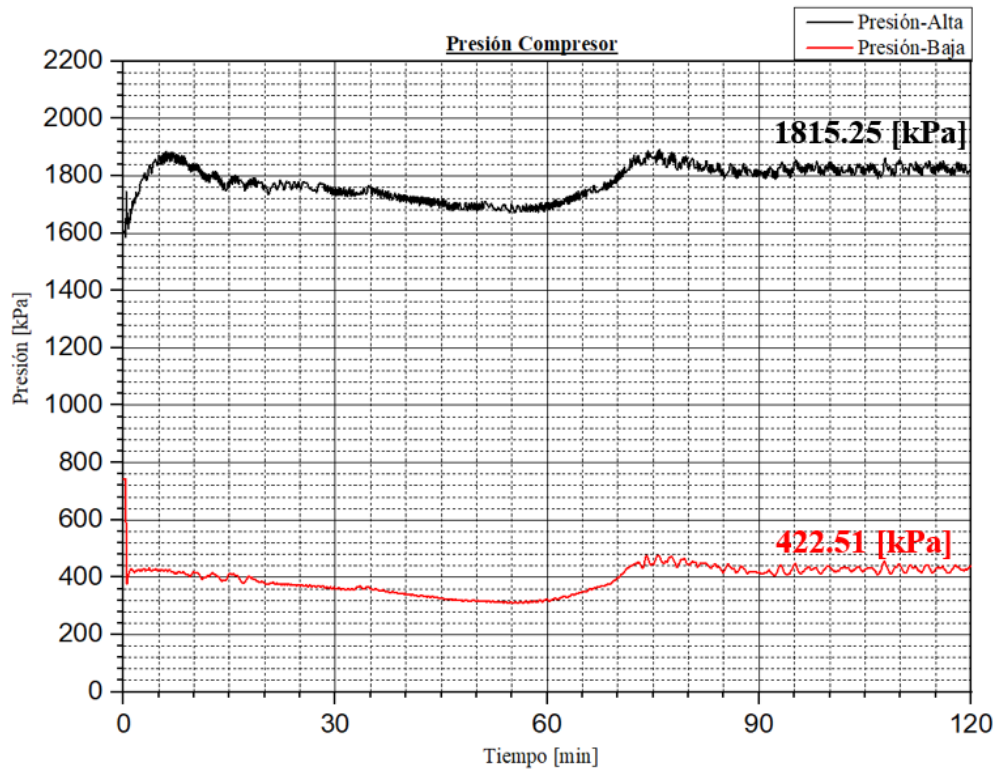


Figura 5.4: Presión en el compresor

Presión - Alta		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	1815.25	kPa
Error Típico	0.448662346	kPa
Mediana	1815.73	kPa
Moda	1812.76	kPa
Varianza	282.0183589	kPa ²
Desviación Típica	16.79340224	kPa

Presión - Baja		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	422.51	kPa
Error Típico	0.304592731	kPa
Mediana	422.146	kPa
Moda	427.944	kPa
Varianza	129.9802008	kPa ²
Desviación Típica	11.40088597	kPa

Figura 5.5: Datos de presión en el compresor

En la Figura 5.6 se muestra la evolución temporal de la temperatura en los puntos de descarga y succión del compresor, con sus respectivos valores promedio a partir de alcanzar el estado estacionario. Los valores estadísticos de interés para la evaluación del comportamiento de la variable medida se muestran en la Figura 5.7, y la sección del gráfico correspondiente a la zona de estado estacionario, se muestra en el apéndice del trabajo en la Figura A.3.

Una vez obtenidos estos valores de presión y temperaturas promedios en el compresor, podemos determinar los valores de entalpías promedios y calcular el trabajo ejercido por el compresor sobre el refrigerante. Como se evidencia en la Figura 5.4, hay cierta variación en la presión luego que se alcanza el estado estacionario, lo cual impacta directamente en la variable temperatura medida también en el compresor como se muestra en la Figura 5.6. Este comportamiento está relacionado con las variaciones en la temperatura del fluido secundario mostrado en la Figura 5.2, debido a que cualquier variación en la transferencia de calor entre refrigerante y el fluido secundario modificará el estado termodinámico del refrigerante a la salida del evaporador impactando directamente sobre la eficiencia del ciclo de refrigeración.

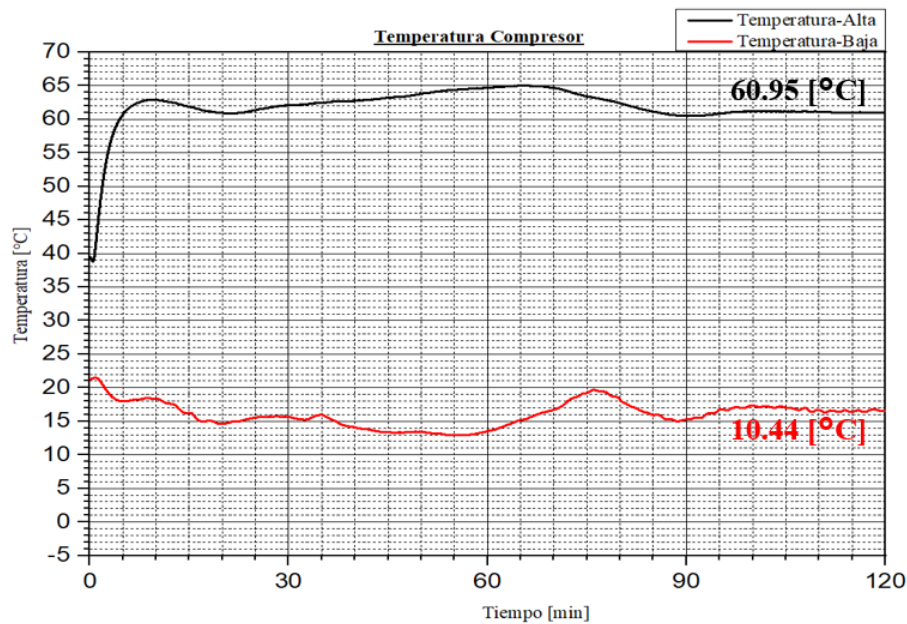


Figura 5.6: Temperatura en el compresor

<u>Temperatura - Alta</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	60.95	°C
Error Típico	0.006798942	°C
Mediana	60.9913	°C
Moda	60.9272	°C
Varianza	0.064762085	°C ²
Desviación Típica	0.254483959	°C

<u>Temperatura - Baja</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	10.44	°C
Error Típico	0.148561636	°C
Mediana	6.33249	°C
Moda	16.4471	°C
Varianza	30.92085413	°C ²
Desviación Típica	5.560652312	°C

Figura 5.7: Datos de temperatura en el compresor

En la Figura 5.8 se muestra la evolución temporal de los valores de temperatura de la UCOP, en este caso nos referimos a la temperatura a la salida del evaporador (Temperatura-Out.Evap), y temperatura del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión (Temperatura-Líquido), con sus respectivos valores promedios referidos a partir de alcanzar el estado estacionario. En la Figura A.4 correspondiente al apéndice del trabajo se muestra la zona de estabilidad, a partir de la cual se obtuvieron los datos de interés. La evolución temporal en la medición de estas variables está marcada por la influencia directa del fluido secundario, debido a que este es el medio de transporte de calor y por ende cualquier variación en el estado termodinámico del mismo impactará sobre esta variable, debido a esto se evidencian las fluctuaciones en el gráfico de la Figura 5.8.

Los valores de las variables estadísticas de interés, resultado de los datos obtenidos a partir del punto de estabilización referidos a la temperatura de la UCOP, se muestran en la Figura 5.9.

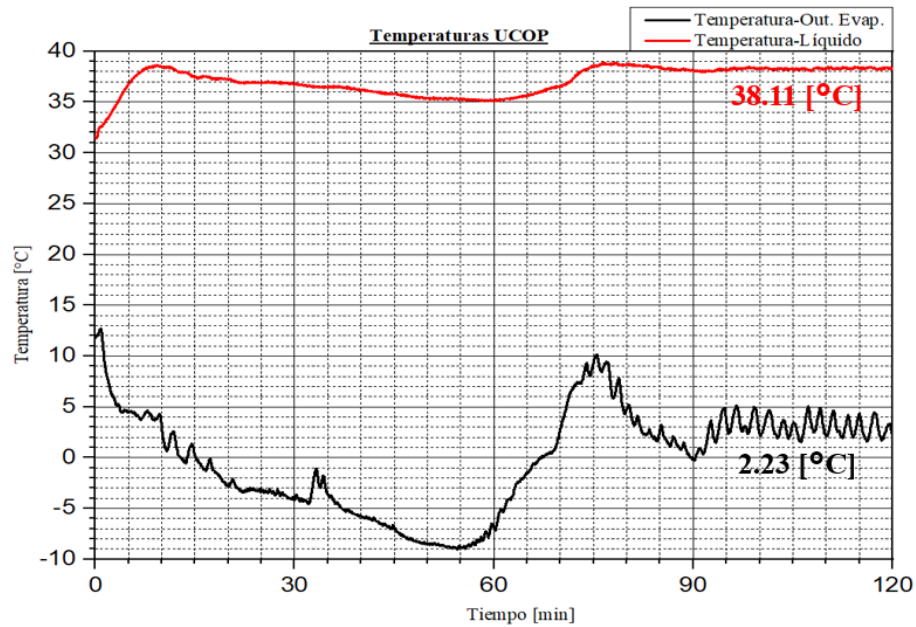


Figura 5.8: Temperatura UCOP

Temperatura – Out.Evap.

Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	2.23	°C
Error Típico	0.02949274	°C
Mediana	2.13047	°C
Moda	1.41176	°C
Varianza	1.21862042	°C ²
Desviación Típica	1.10391142	°C

Temperatura - Líquido.

Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	38.11	°C
Error Típico	0.004708127	°C
Mediana	38.1143	°C
Moda	38.3499	°C
Varianza	0.031055212	°C ²
Desviación Típica	0.176224889	°C

Figura 5.9: Datos temperatura UCOP

Como se planteó anteriormente determinar el estado termodinámico del refrigerante en las diferentes secciones del circuito de refrigeración es vital para conocer el comportamiento del ciclo de refrigeración y obtener la eficiencia del mismo. En la Figura 5.10 se muestra la evolución temporal de la variable presión a la entrada de la válvula de expansión (Presión-Val-Exp-Elect), la presión de evaporación, y la presión a la entrada de la válvula reguladora de presión electrónica (Presión-Regul-Pres-Elect), la cual se encuentra ubicada aguas abajo del tanque evaporador. En este caso también se muestran los valores promedio de cada una de las mediciones realizadas, tomando como referencia la zona de estado estacionario que se muestra en la Figura A.5. Se observa en la Figura 5.10 como la presión en los distintos puntos de medición también está sometida a fluctuaciones debido a las variaciones de las condiciones de entrada y salida del fluido secundario. En la Figura 5.11 se muestran los valores de las variables estadísticas de interés para la evaluación del comportamiento de la presión de la UCOP, obtenidas de los los gráficos que se muestran en la Figura 5.10

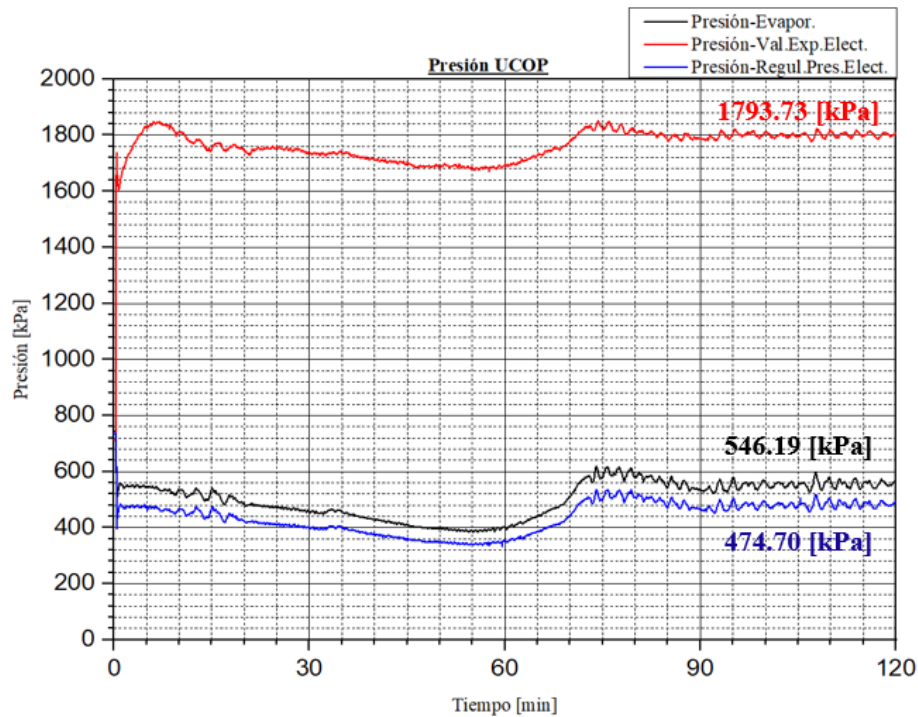


Figura 5.10: Presión UCOP

<u>Presión - Evaporación</u>			<u>Presión – Reg. Pres. Elect.</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida	Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	546.19	kPa	Media	474.70	kPa
Error Típico	0.4410	kPa	Error Típico	0.4007	kPa
Mediana	545.29	kPa	Mediana	473.73	kPa
Moda	535.40	kPa	Moda	465.04	kPa
Varianza	210.2400	kPa ²	Varianza	173.6066	kPa ²
Desviación Típica	14.4997	kPa	Desviación Típica	13.1760	kPa

<u>Presión – Val. Exp. Elect.</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	1793.73	kPa
Error Típico	0.3659	kPa
Mediana	1794.43	kPa
Moda	1793.27	kPa
Varianza	144.7043	kPa ²
Desviación Típica	12.0293	kPa

Figura 5.11: Datos de presión UCOP

Como resultado de las mediciones de presión y temperatura en la Figura 5.12 se muestra la evolución temporal de la entalpía específica a la entrada (Entalpía-in) y a la salida (Entalpía-out), con sus respectivos valores promedios referidos a la zona de estado estacionario que se muestra en el apéndice del trabajo en la Figura A.6. Se observa en la Figura 5.12 también una vez alcanzado el estado estacionario sigue habiendo variaciones en las mediciones, esto debido a las variaciones que sufre el fluido secundario en su estado termodinámico a la entrada y salida del evaporador.

En la Figura 5.13 se muestran los valores estadísticos de interés, mediante los cuales se obtiene la cantidad de calor promedio transferido en el evaporador, y además podemos evaluar como se comportó la entalpía en la entrada y la salida del evaporador en el tiempo de prueba.

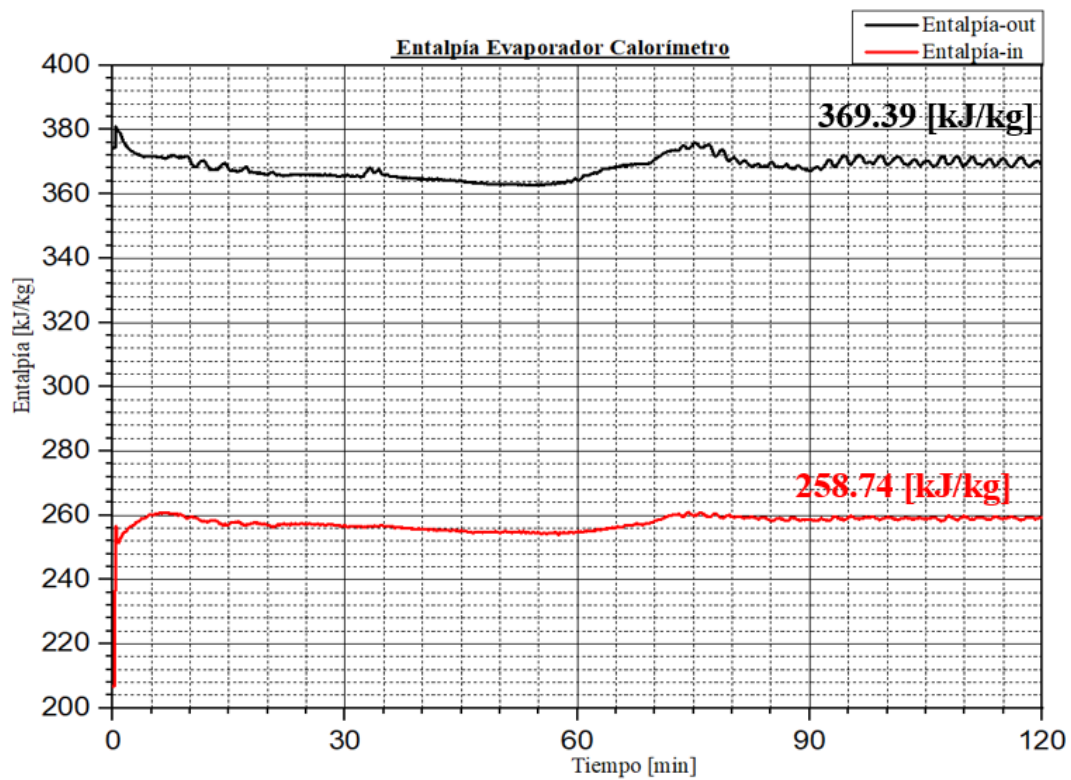


Figura 5.12: Entalpía evaporador del calorímetro

Entalpía - out		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	369.39	kJ/kg
Error Típico	0.02811464	kJ/kg
Mediana	369.241	kJ/kg
Moda	368.494	kJ/kg
Varianza	1.10739623	kJ/kg ²
Desviación Típica	1.05232895	kJ/kg

Entalpía - in		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	258.74	kJ/kg
Error Típico	0.012966993	kJ/kg
Mediana	258.771	kJ/kg
Moda	258.716	kJ/kg
Varianza	0.235568203	kJ/kg ²
Desviación Típica	0.485353689	kJ/kg

Figura 5.13: Datos de entalpía evaporador del calorímetro

Con la obtención del desempeño del flujo de refrigerante podemos determinar si la carga de refrigerante para la realización de las pruebas es la correcta bajo las condiciones establecidas. En la Figura 5.14 se evidencia la evolución temporal del flujo de refrigerante, tanto para el líquido como para el gas, teniendo en cuenta que en una sección del circuito de refrigeración tenemos refrigerante cuyo estado termodinámico es gaseoso y por otra parte tenemos líquido. La sección del gráfico correspondiente a la zona de estado estacionario, se muestra en el apéndice del trabajo en la Figura A.7. Se evidencia en la Figura 5.14 que la carga de refrigerante ha sido la correcta para la prueba en cuestión, puesto que los gráficos referidos a las mediciones del flujo del gas y del líquido se solapan, además podemos observar que este también muestra un comportamiento variable al inicio de la experimentación y luego del punto de estabilidad sufre pequeñas variaciones; esto relacionado a las variaciones en el comportamiento del fluido secundario el cual es el encargado de transferir el calor al refrigerante. En la Figura 5.15 se muestran las variables estadísticas de interés, para la evaluación del comportamiento del flujo de refrigerante.

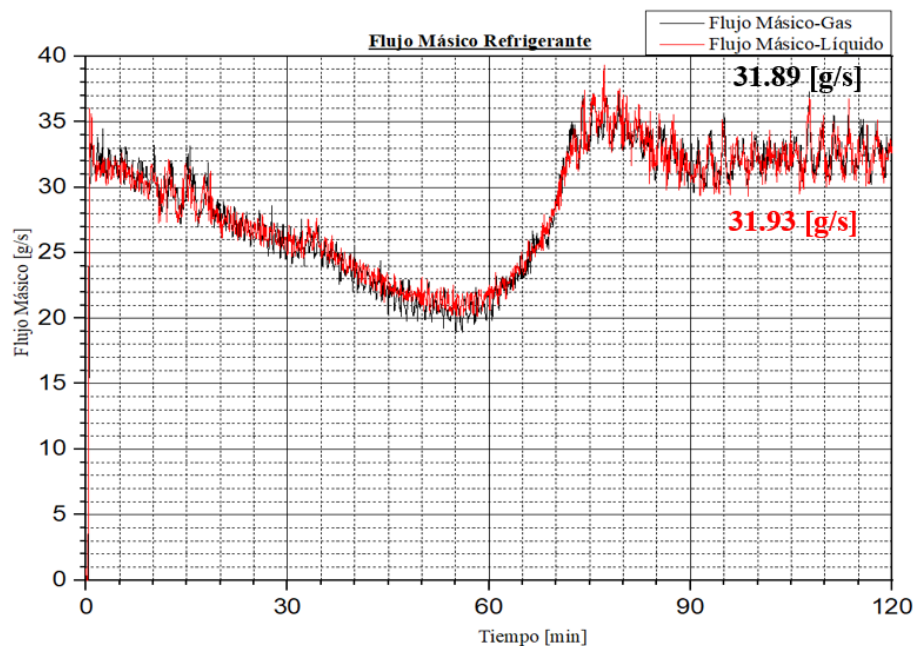


Figura 5.14: Flujo másico refrigerante

<u>Flujo Másico - Gas</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	31.89	g/s
Error Típico	0.037446057	g/s
Mediana	31.8353	g/s
Moda	33.1026	g/s
Varianza	1.964492219	g/s²
Desviación Típica	1.401603446	g/s

<u>Flujo Másico - Líquido</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	31.93	g/s
Error Típico	0.0386053	g/s
Mediana	31.8416	g/s
Moda	31.4068	g/s
Varianza	2.08800721	g/s²
Desviación Típica	1.444993844	g/s

Figura 5.15: Datos de flujo másico refrigerante

La temperatura de evaporación es una variable que está afectada directamente por la acción del fluido secundario; es la temperatura a la cual se debe llegar y mantener en el tiempo de experimentación en el evaporador según lo establece la NOM-012-ENER-2019. Como se observa en la Figura 5.16 la evolución temporal de la temperatura de evaporación está marcada por el comportamiento de la temperatura del fluido secundario, ya que el comportamiento de la temperatura de evaporación muestra una tendencia similar a la del fluido secundario. También está dado este comportamiento por la cantidad de calor que se esté transfiriendo lo cual depende de las condiciones de entrada y salida del fluido secundario, siendo este la fuente de calor en el intercambio con el refrigerante. El valor de temperatura de evaporación que se muestra en la Figura 5.16 está referido al valor promedio de la misma, teniendo en cuenta que se obtiene a partir de que se alcanza el estado estacionario, donde en la Figura A.8 correspondiente al apéndice del trabajo se muestra dicho estado. En la Figura 5.17 se muestran los valores de las variables estadísticas de interés, para la evaluación del comportamiento de la temperatura de evaporación.

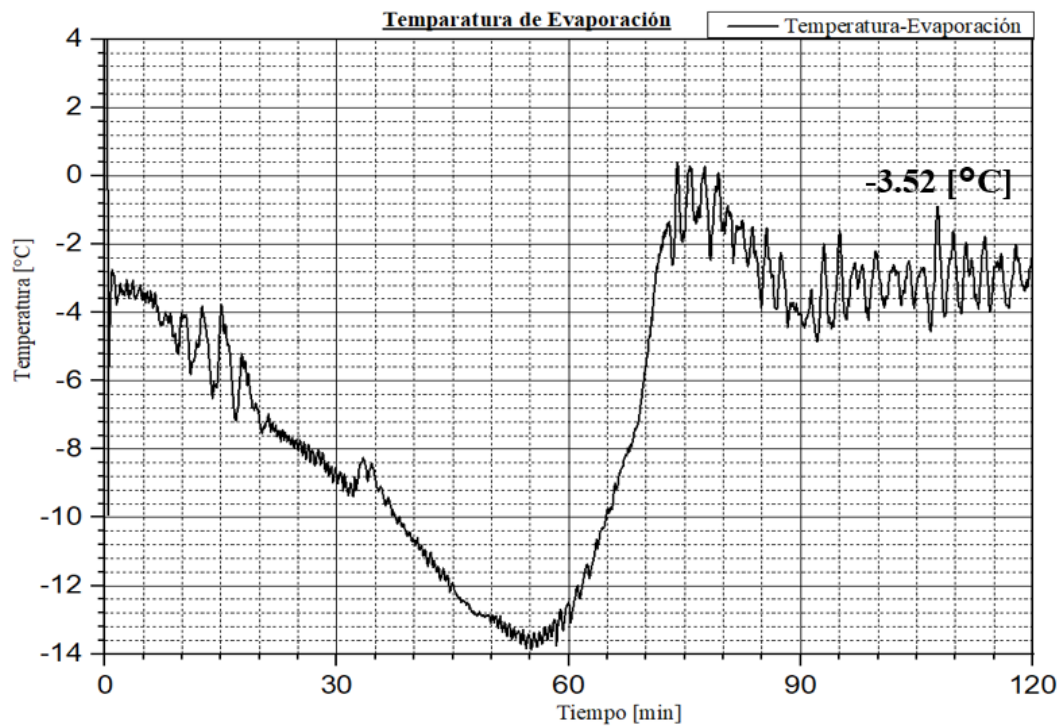


Figura 5.16: Temperatura de evaporación

Temperatura - Evaporación

Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	-3.52	°C
Error Típico	0.023684242	°C
Mediana	-3.55771	°C
Moda	-4.0716	°C
Varianza	0.785881597	°C ²
Desviación Típica	0.886499631	°C

Figura 5.17: Datos temperatura de evaporación

En la Figura 5.18 se muestra la evolución temporal del consumo eléctrico de la UCOP, el cual está dado por las variaciones propias de la tensión o voltaje en las líneas de suministro eléctrico y la demanda de corriente de la unidad compresora y accesorios de la UCOP que influyan en el consumo eléctrico. Se muestra también el valor promedio del consumo eléctrico referido a la zona de estado estacionario la cual se muestra en la Figura A.9 correspondiente al apéndice del trabajo.

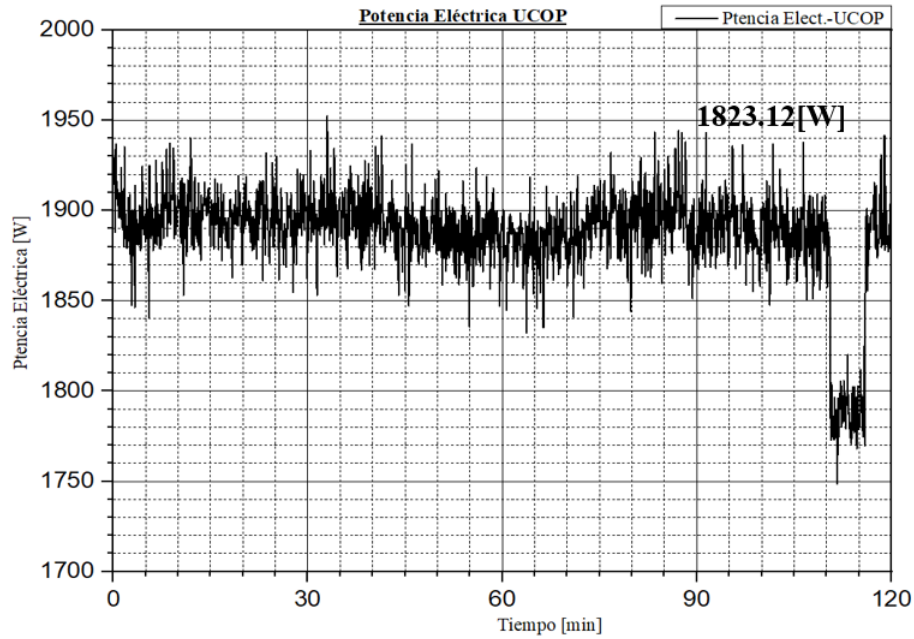


Figura 5.18: Potencia eléctrica UCOP

El pico y el valle que se observa en la Figura 5.18 antes del minuto ciento veinte de experimentación, corresponde con una variación en las condiciones termodinámicas del fluido secundario a la entrada y salida del evaporador, lo cual impacta sobre las condiciones termodinámicas del refrigerante a la entrada del compresor impactando en el consumo eléctrico de la UCOP. Los valores de las variables estadísticas de interés, se muestran en la Figura 5.19.

Potencia Eléctrica - UCOP

Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	1823.12	W
Error Típico	1.315600831	W
Mediana	1799.07	W
Moda	1792.49	W
Varianza	2424.858571	W ²
Desviación Típica	49.242853	W

Figura 5.19: Datos potencia eléctrica UCOP

En la Figura 5.20 se muestra el comportamiento del FEEE donde se evidencia su valor promedio referido a la zona de estado estacionario, la cual se muestra en la Figura A.10 correspondiente al apéndice del trabajo. Como se muestra en la Figura 5.20 existen fluctuaciones en la medición del FEEE, esto corresponde a las variaciones en las propiedades del fluido secundario a la entrada y salida del evaporador, lo cual impacta en el desempeño de la UCOP. Los datos estadísticos de interés para la evaluación del comportamiento de esta variable se muestran en la Figura 5.21.

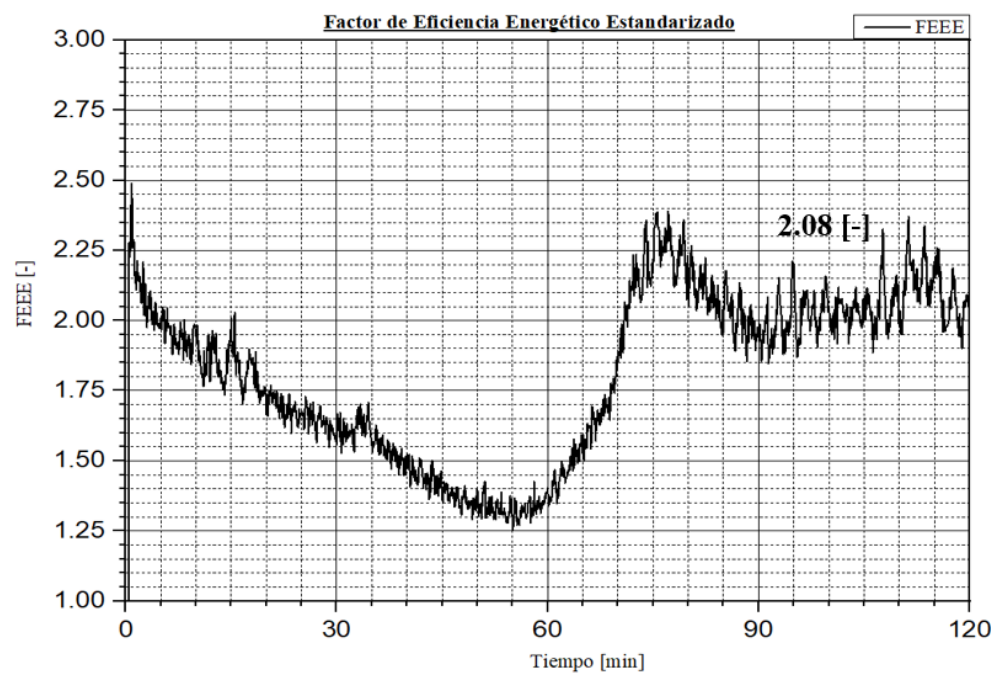


Figura 5.20: Factor de Eficiencia Energético Estandarizado

<u>FEEE</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	2.08	-
Error Típico	0.002415801	-
Mediana	2.07606	-
Moda	2.06842	-
Varianza	0.008176365	-
Desviación Típica	0.090423255	-

Figura 5.21: Datos Factor de Eficiencia Energético Estandarizado

En la Figura 5.22 se muestran los valores correspondiente al coeficiente de desempeño del ciclo (COP) y al FEEE a 30 °C de temperatura ambiente, donde se evidencia que ambos cumplen con los estándares requeridos para ciclos de refrigeración. En el caso del FEEE la NOM-012-ENER-2019 establece que este factor debe ser mayor o igual a 1.65 para UCOP de media temperatura como es el caso, y para el COP en la literatura especializada referente al tema de refrigeración, se establece que un COP por encima de 1 ya se considera un ciclo eficiente, esto debido a que este parámetro se refiere a la relación entre el calor removido en el evaporador respecto al trabajo realizado por el compresor, en este caso el COP supera la unidad con un valor promedio de 3.85.

Cálculo del COP y FEEE promedio	
COP	3.85
FEEE	2.08

Figura 5.22: Datos de COP y FEEE

5.2.1 RESULTADOS DE PRUEBA A 35 °C DE TEMPERATURA AMBIENTE

A continuación se mostrarán los resultados obtenidos para la prueba con temperatura ambiente de 35 °C, donde la potencia de calentamiento suministrada por la resistencia eléctrica al fluido secundario fue aproximadamente de 1.76 kW, un 22 % de la potencia total de la misma. Con este valor de calor suministrado se consiguió un estado estacionario en el comportamiento de la variable temperatura del fluido secundario. Se controló el sobrecalentamiento a la salida del evaporador a una temperatura aproximada de 4.5 K, y la humedad relativa tuvo un valor promedio de 68.9 %.

Los valores promedios que se muestran en las gráficas, así como de las variables estadísticas de interés para la evaluación de la UCOP en las condiciones anteriormente descritas fueron tomados de los últimos 15 minutos del test, debido a que fue que empezó a marcarse el estado estacionario sobre todo en la temperatura del fluido secundario.

En la Figura 5.23 se muestra la evolución temporal del fluido secundario, donde se evidencia un descenso de la temperatura debido a que se ajustó la potencia suministrada por la resistencia eléctrica, para lograr cumplir con los parámetros de la norma. Se evidencia que en los minutos finales comienza a marcarse el estado estacionario en la mediciones de esta variable. La zona de estado estacionario referida al comportamiento de esta variable se muestra en la Figura A.11 correspondiente al apéndice del trabajo. Los valores de las variables estadísticas de interés se muestran en la Figura 5.24.

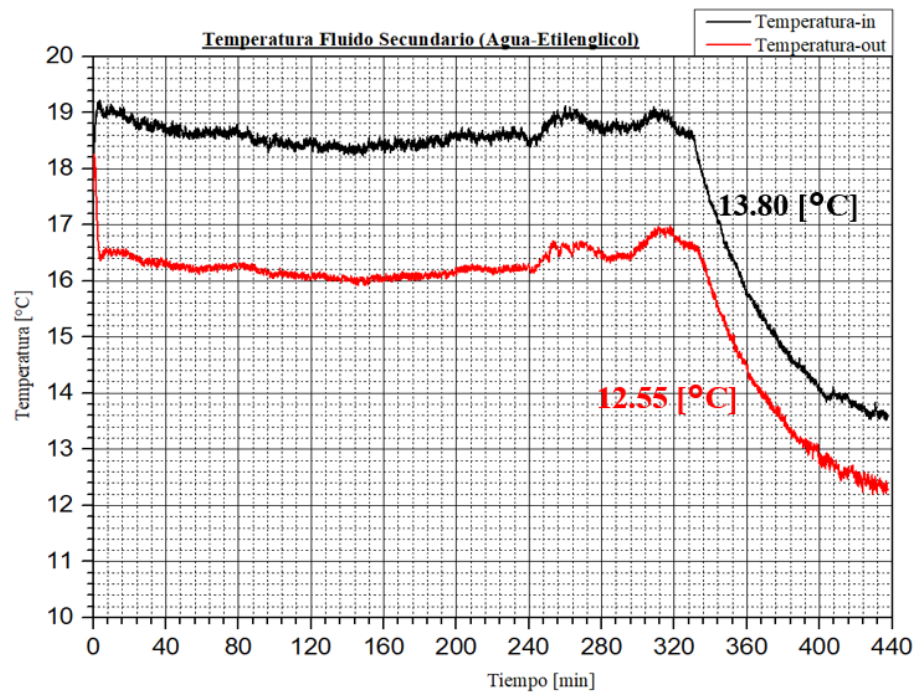


Figura 5.23: Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol).

Temperatura - in		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	13.80	°C
Error Típico	0.0071	°C
Mediana	13.80	°C
Moda	13.96	°C
Varianza	0.0227	°C ²
Desviación Típica	0.1508	°C
Temperatura - out		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	12.55	°C
Error Típico	0.0082	°C
Mediana	12.54	°C
Moda	12.73	°C
Varianza	0.0300	°C ²
Desviación Típica	0.1732	°C

Figura 5.24: Datos de temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol).

La evolución temporal de la presión en la descarga y succión del compresor se muestra en la Figura 5.25, donde se reflejan los valores promedios de ambas lecturas de presiones, y se observa la tendencia al estado estacionario en los minutos finales del ensayos. Se evidencia como las variaciones en las condiciones del ensayo también afecta a las lecturas de presiones, como es evidente en las variaciones en estos gráfico, más marcado en la presión de descarga. Los datos estadísticos para la medición de la presión del compresor se muestran en la Figura 5.26 y en la Figura A.12 correspondiente al apéndice del trabajo se muestra la zona de estado estacionario, a partir de la cual se tomaron los valores para la evaluación del comportamiento de esta variable.

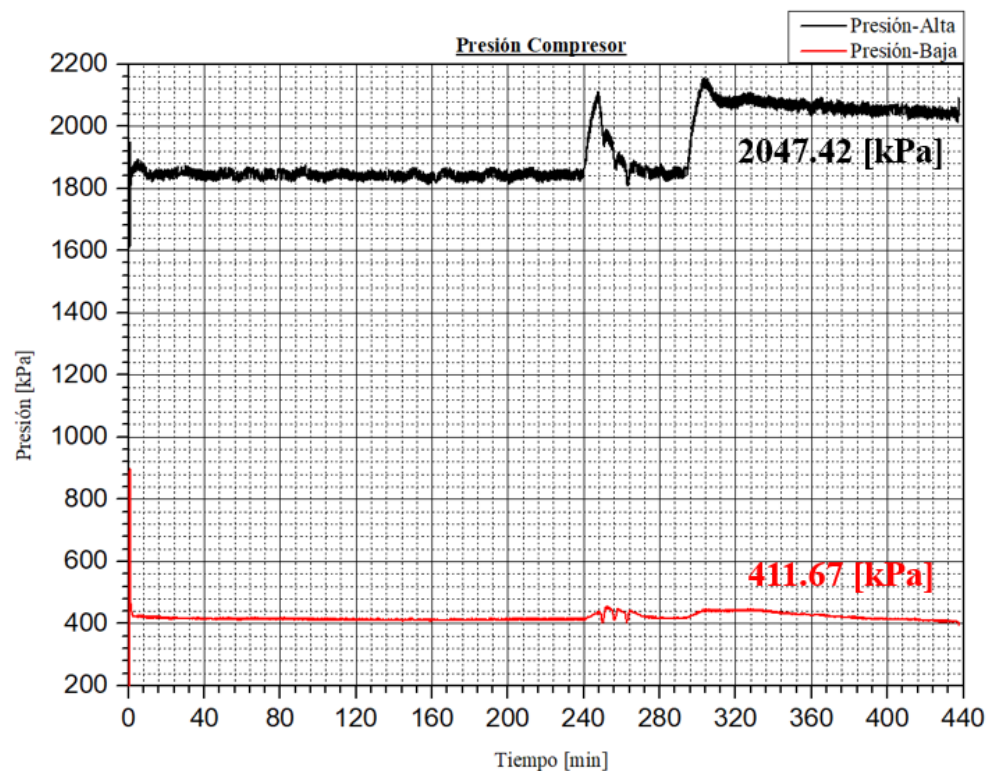


Figura 5.25: Presión del compresor.

<u>Presión - Alta</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	2047.42	kPa
Error Típico	0.6041	kPa
Mediana	2048.66	kPa
Moda	2061.45	kPa
Varianza	164.6238	kPa ²
Desviación Típica	12.8306	kPa

<u>Presión - Baja</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	411.67	kPa
Error Típico	0.1450	kPa
Mediana	411.103	kPa
Moda	410.279	kPa
Varianza	9.4776	kPa ²
Desviación Típica	3.0786	kPa

Figura 5.26: Datos de presión del compresor.

En la Figura 5.27 se muestra la evolución temporal de la temperatura en el compresor, tanto para el lado de alta (descarga) como para el lado de baja (succión). Se muestran los valores promedios de los últimos quince minutos de experimentación, y se observa que también como sucede con la presión esta variable se ve afectada por las variaciones en las condiciones de experimentación. La zona de estado estacionario referida a los minutos finales de experimentación se muestra en la Figura A.13 correspondiente al apéndice del trabajo.

Los datos estadísticos referentes a la temperatura del compresor se muestran en la Figura 5.28, donde se observa que tanto para la temperatura de alta como para la temperatura de baja, la desviación típica de los datos tomados de los últimos quince minutos de experimentación no superan los 0.5 °C, lo cual nos asegura que no hay una gran variación en los datos tomados.

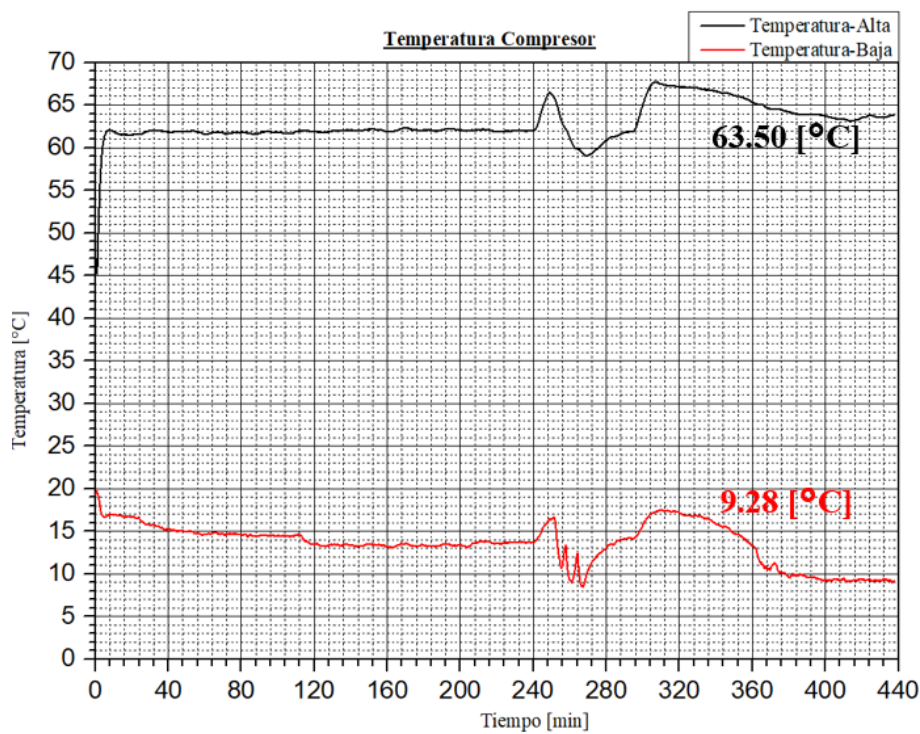


Figura 5.27: Temperatura del compresor.

Temperatura - Alta		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	63.50	°C
Error Típico	0.0090	°C
Mediana	63.55	°C
Moda	63.3469	°C
Varianza	0.0362	°C ²
Desviación Típica	0.1901	°C

Temperatura - Baja		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	9.28	°C
Error Típico	0.0041	°C
Mediana	9.2788	°C
Moda	9.2347	°C
Varianza	0.0076	°C ²
Desviación Típica	0.0869	°C

Figura 5.28: Datos de temperatura en el compresor.

La evolución temporal de las temperaturas de la UCOP, temperatura a la salida del evaporador (Temperatura-Out.Evap) y temperatura del líquido a la entrada de la válvula de expansión se muestran en la Figura 5.29. En los gráficos se muestran los datos del promedio de las temperaturas en los finales del ensayo como en los casos anteriormente descritos, se observa que para el caso de la temperatura a la salida del evaporador muestra una tendencia similar a la del fluido secundario. Esto es el resultado de como se da el intercambio de calor entre el refrigerante y el fluido secundario, o sea es el resultado directo de la ganancia de calor por parte del refrigerante. Las variables estadísticas de interés, para la evaluación del comportamiento de la temperatura de la UCOP se muestran en la Figura 5.30 y la zona de estado estacionario correspondiente a los minutos finales de experimentación se muestra en la Figura A.14.

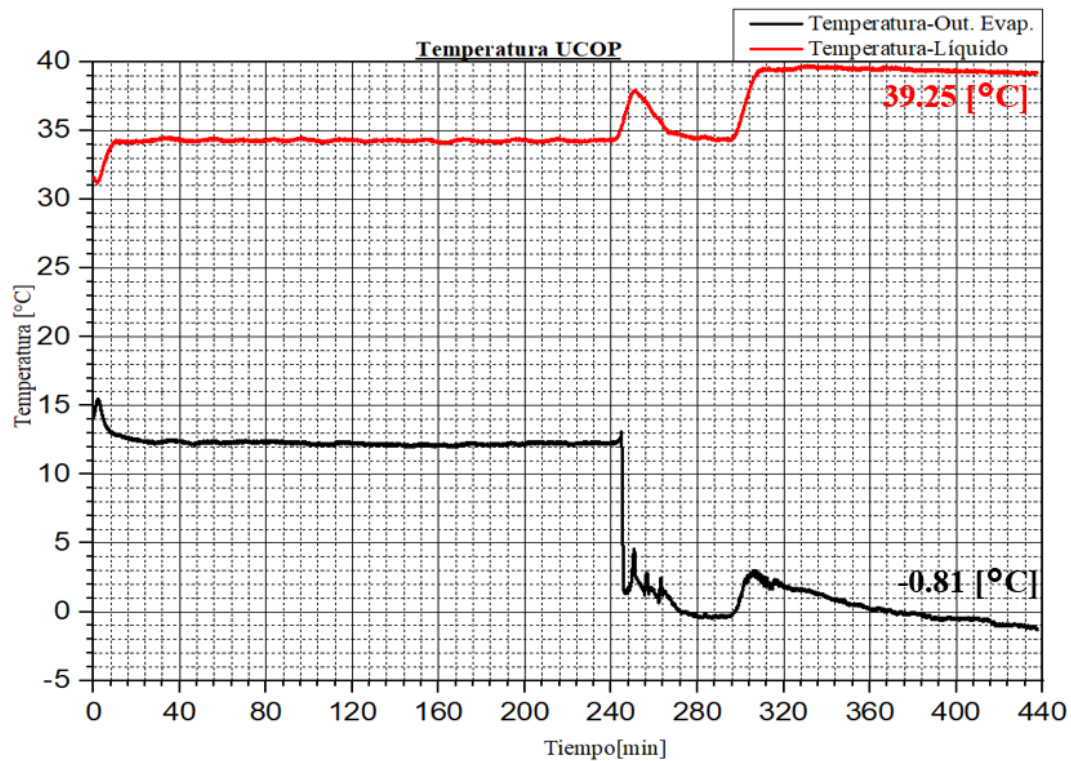


Figura 5.29: Temperatura UCOP.

<u>Temperatura-Out.Evap.</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	-0.81	°C
Error Típico	0.0118	°C
Mediana	-0.8876	°C
Moda	-0.5508	°C
Varianza	0.0625	°C²
Desviación Típica	0.2500	°C

<u>Temperatura - Líquido.</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	39.25	°C
Error Típico	0.0035	°C
Mediana	39.2469	°C
Moda	39.2994	°C
Varianza	0.0054	°C²
Desviación Típica	0.0735	°C

Figura 5.30: Datos de temperatura UCOP.

Los datos de presión de evaporación, presión a la entrada de la válvula de expansión electrónica, y presión a la entrada de la reguladora de presión electrónica ubicada aguas abajo del evaporador, se muestran en la Figura 5.31. Los valores que se muestran en la Figura 5.31 están referidos a la presión promedio en la zona de estado estacionario. Las variaciones de las condiciones del ensayo con el objetivo del cumplimiento de la norma, se reflejan también en las presiones como se muestra en los gráficos. Los datos estadísticos de interés obtenidos a partir de estos gráficos se muestran en la Figura 5.32 y la zona de estado estacionario correspondiente a los minutos finales de experimentación se muestra en la Figura A.15 correspondiente al apéndice del trabajo.

El comportamiento de la entalpía específica a la entrada y a la salida del evaporador del calorímetro se muestra en la Figura 5.33, donde se observa que después de las variaciones en el comportamiento de esta variable, prácticamente se mantiene

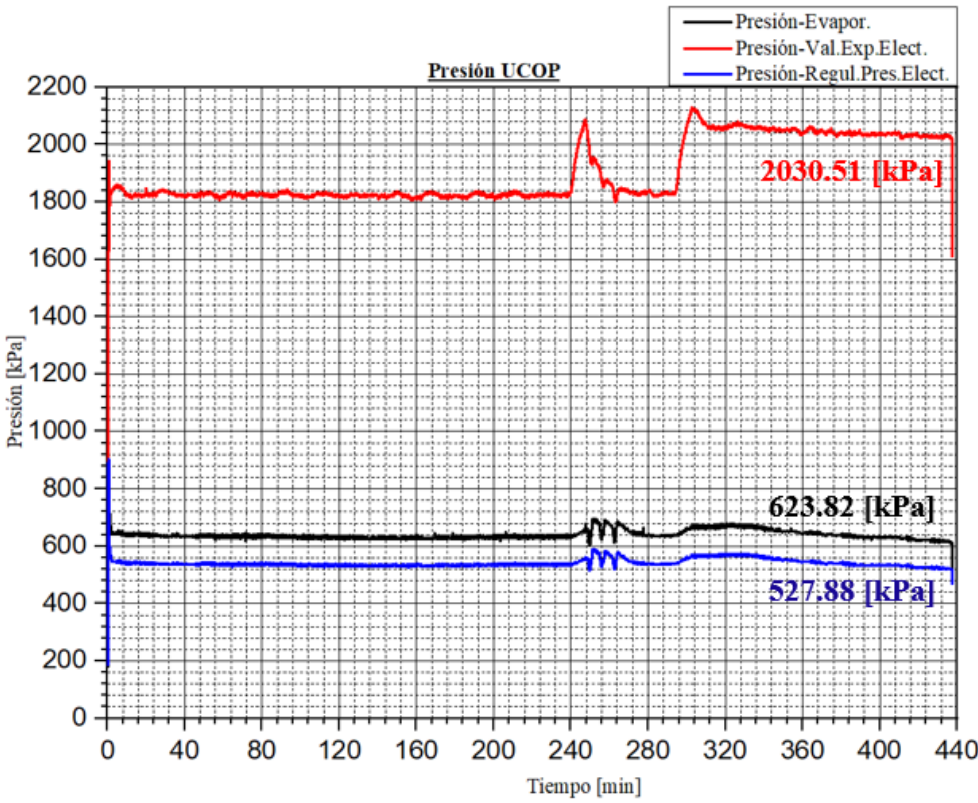


Figura 5.31: Presión UCOP.

Presión - Evaporación			Presión – Reg. Pres. Elect.		
Denominación	Valor	Unidad de Medida	Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	623.82	kPa	Media	527.88	kPa
Error Típico	0.3622	kPa	Error Típico	0.2635	kPa
Mediana	622.599	kPa	Mediana	526.791	kPa
Moda	622.02	kPa	Moda	526.576	kPa
Varianza	59.1796	kPa ²	Varianza	31.3028	kPa ²
Desviación Típica	7.6928	kPa	Desviación Típica	5.5949	kPa

Presión – Val. Exp. Elect.		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	2030.51	kPa
Error Típico	0.9658	kPa
Mediana	2031.35	kPa
Moda	2030.77	kPa
Varianza	420.7105	kPa ²
Desviación Típica	20.5112	kPa

Figura 5.32: Datos de Presión UCOP.

en estado estacionario hasta el final de la prueba. Según se evidencia en los datos estadísticos de interés obtenidos a partir de estos gráficos, los cuales se muestran en la Figura 5.34, la desviación típica es muy pequeña si lo comparamos con los valores promedios de entalpías específica, lo cual nos habla también de la poca variabilidad de los datos que se tomaron como se especificó al inicio de la sección. La zona de estabilidad correspondiente a los minutos finales de la experimentación se muestra en la Figura A.16 correspondiente al apéndice del trabajo.

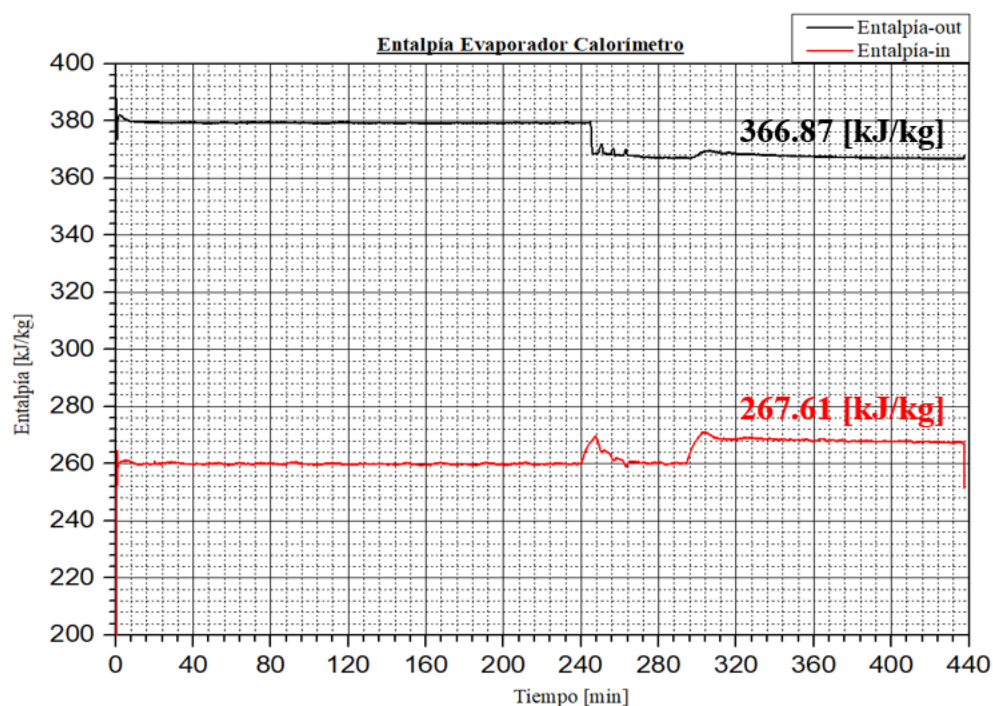


Figura 5.33: Entalpía evaporador del calorímetro.

<u>Entalpía - out</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	366.87	kJ/kg
Error Típico	0.0068	kJ/kg
Mediana	366.868	kJ/kg
Moda	366.942	kJ/kg
Varianza	0.0209	kJ/kg²
Desviación Típica	0.1444	kJ/kg

<u>Entalpía - in</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	267.61	kJ/kg
Error Típico	0.0367	kJ/kg
Mediana	267.639	kJ/kg
Moda	267.618	kJ/kg
Varianza	0.6080	kJ/kg²
Desviación Típica	0.7796	kJ/kg

Figura 5.34: Datos de entalpía evaporador del calorímetro.

En la Figura 5.35 se muestra la evolución temporal del flujo de refrigerante en la instalación experimental, tanto para el lado del fluido en estado gaseoso como para el lado del líquido. Se muestran los valores promedios referente al gas y al líquido refrigerante, en el intervalo de tiempo correspondiente al estado estacionario. La instalación cuenta con una válvula de expansión electrónica, la cual regula la cantidad de refrigerante que entra al evaporador mediante un control del sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador, por lo que cualquier cambio en las condiciones de entrada del fluido secundario que se refleje en la transferencia de calor con el refrigerante impactará en el comportamiento del flujo del mismo, como es evidente en las variaciones de los gráficos. Los datos referidos a las variables estadísticas de interés, para la evaluación del comportamiento de flujo de refrigerante se muestran en la Figura 5.36, y la zona de estado estacionario se muestra en la Figura A.17 correspondiente al apéndice del trabajo.

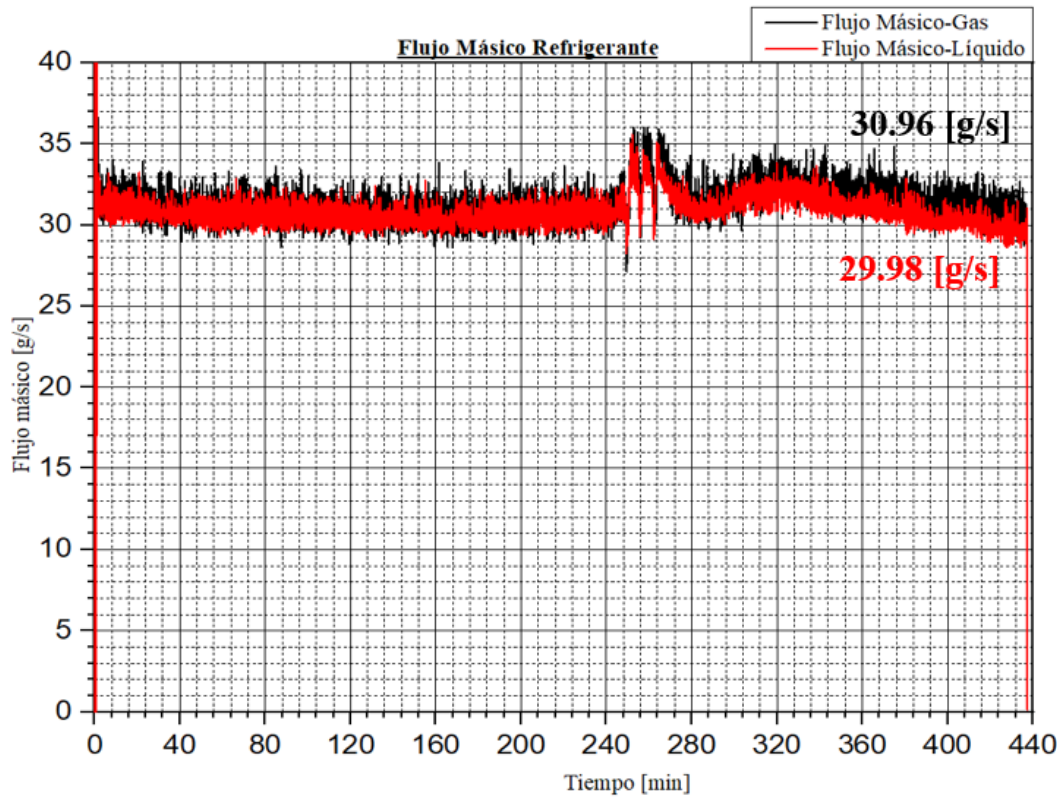


Figura 5.35: Flujo másico refrigerante.

Flujo Másico - Gas		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	30.96	g/s
Error Típico	0.0400	g/s
Mediana	30.8996	g/s
Moda	30.3175	g/s
Varianza	0.7205	g/s ²
Desviación Típica	0.8489	g/s

Flujo Másico - Líquido		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	29.98	g/s
Error Típico	0.0270	g/s
Mediana	29.9878	g/s
Moda	30.6098	g/s
Varianza	0.3283	g/s ²
Desviación Típica	0.5730	g/s

Figura 5.36: Datos del flujo másico refrigerante.

El comportamiento de la temperatura de evaporación se muestra en la Figura 5.37, donde está reflejado el valor de temperatura promedio para el intervalo de tiempo especificado al inicio de la sección. Como se evidencia en la gráfica también hay variaciones, las cuales obedecen principalmente a como se de la transferencia de calor entre refrigerante y fluido secundario, o sea a las condiciones termodinámicas de entrada y salida de ambos fluidos, debido a esto es que la tendencia en el gráfico de la temperatura de evaporación muestra una tendencia similar al de la temperatura a la salida del evaporador de la Figura 5.29. Las variables estadísticas de interés para la evaluación del comportamiento de la temperatura de evaporación, se muestran en la Figura 5.38 y la zona de estado estacionario se muestra en la Figura A.18 correspondiente al apéndice del trabajo.

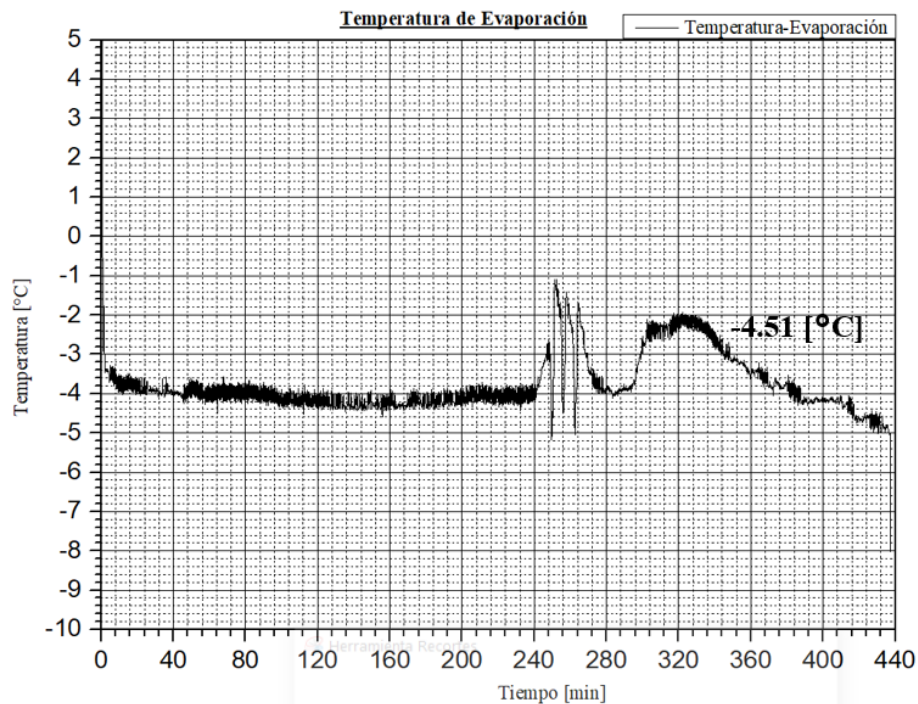


Figura 5.37: Temperatura de evaporación.

Temperatura - Evaporación		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	-4.51	°C
Error Típico	0.0154	°C
Mediana	-4.5671	°C
Moda	-4.5796	°C
Varianza	0.1070	°C²
Desviación Típica	0.3271	°C

Figura 5.38: Datos temperatura de evaporación.

El comportamiento en el tiempo de la potencia eléctrica consumida por la UCOP se refleja en la Figura 5.39, donde las variaciones que se evidencia en el gráfico, son proporcionales a la corriente demandada por la UCOP y la variación del voltaje de la línea de alimentación. El valor promedio que se evidencia en la gráfica, así como los datos estadísticos de interés que se muestran en la Figura 5.40, son obtenidos como se describe al inicio de esta sección. La zona de estabilidad referida a los minutos finales de experimentación se muestra en la Figura A.19.

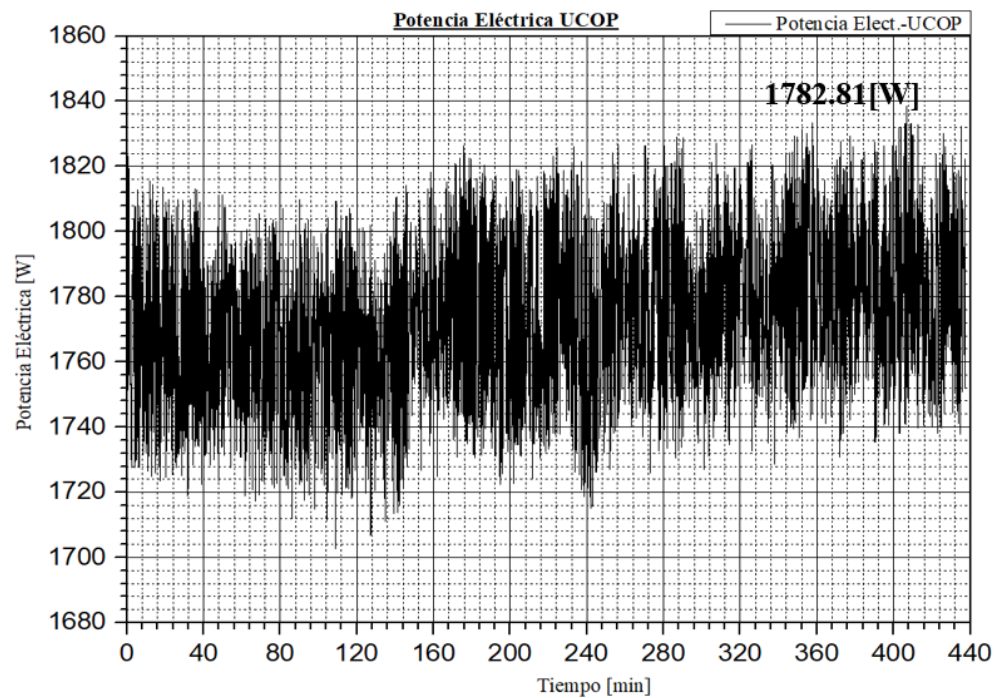


Figura 5.39: Potencia eléctrica.

Potencia Eléctrica - UCOP

Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	1782.81	W
Error Típico	1.1164	W
Mediana	1780.84	W
Moda	1759.11	W
Varianza	562.0916	W ²
Desviación Típica	23.7085	W

Figura 5.40: Datos potencia eléctrica.

El comportamiento del Factor de Eficiencia Energético Estandarizado se muestra en la Figura 5.41, se observa que el valor promedio supera al valor planteado por la NOM-012-ENER-2019 el cual es de 1.65 para este tipo de unidad condensadora. Los datos estadísticos de interés para la evaluación del comportamiento de esta variable se muestran en la Figura 5.42 y la zona de estado estacionario correspondiente a los minutos finales de experimentación se muestra la Figura A.20.

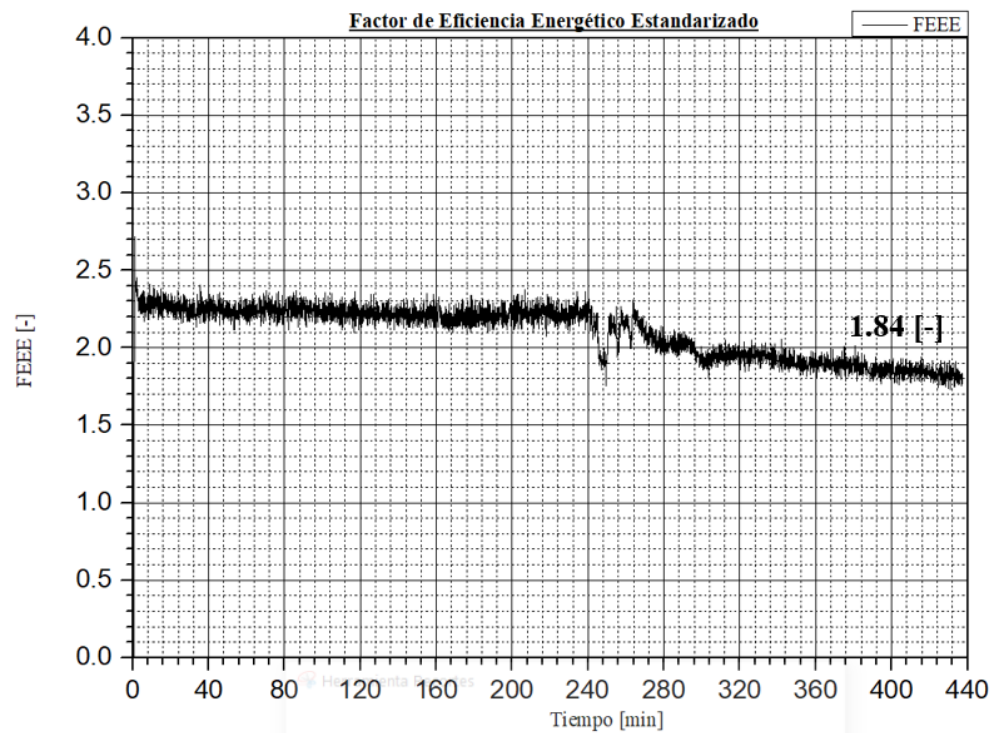


Figura 5.41: Factor de Eficiencia Energético Estandarizado.

<u>FEEE</u>		
Denominación	Valor	Unidad de Medida
Media	1.84	-
Error Típico	0.0019	-
Mediana	1.8377	-
Moda	1.8806	-
Varianza	0.0016	-
Desviación Típica	0.0401	-

Figura 5.42: Datos Factor de Eficiencia Energético Estandarizado.

Como se muestra en la Figura 5.43 el COP y el FEEE superan los valores establecidos que nos indican si la UCOP es eficiente durante el ciclo de operación bajo las condiciones de pruebas. En el caso del COP se considera eficiente cuando supera la unidad, y para el FEEE en el caso de unidades condensadoras de media temperatura según se establece en la NOM-012-ENER-2019, se considera eficiente si supera o iguala a 1.65.

Cálculo del COP y FEEE promedio	
COP	3.46
FEEE	1.84

Figura 5.43: Datos de COP y FEEE.

5.3 DISCUSIÓN DE RESULTADOS (COP Y FEEE).

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos de las experimentaciones realizadas a 30 °C (**prueba de referencia**) y 35 °C de temperatura ambiente, se demuestra que un aumento de la misma tiene un impacto negativo sobre el COP y el FEEE, haciendo que ambos factores disminuyan. Con el aumento de la temperatura ambiente se evidenció un aumento significativo del tiempo para lograr la estabilidad en la medición de las variables de interés para la evaluación de la UCOP, lo cual

prolongó el tiempo de experimentación, dejando en evidencia que si mantenemos una carga térmica constante y variamos la temperatura ambiente, la UCOP no tendrá el mismo desempeño. También se muestra que existe una relación directa entre la carga térmica a remover y el desempeño de la UCOP, debido a que al variar la potencia suministrada por la resistencia eléctrica al fluido secundario, también se observaron variaciones en el COP y el FEEE.

Es importante que se tome en cuenta en la NOM-012-ENER-2019 diferentes valores de temperatura ambiente para la evaluación de las UCOP, ya que como se reflejan en los resultados la variación de este parámetro tiene una influencia en el desempeño (COP y FEEE) de estos equipos, y las condiciones ambientales en las cuales son implementados varían en dependencia de las regiones geográficas.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este capítulo se mostrarán las conclusiones de los resultados obtenidos a través de las experimentaciones realizadas, y del postratamiento de los datos recabados de los ensayos realizados a 30 °C y a 35 °C de temperatura ambiente. Según lo anteriormente citado se plasmarán también algunas recomendaciones para trabajos futuros.

6.1 CONCLUSIONES DE LOS TEST REALIZADO A 30 Y 35 °C DE TEMPERATURA AMBIENTE

Teniendo en cuenta los valores de los resultados de las experimentaciones y el objetivo de este trabajo de evaluar la UCOP en diferente condición de temperatura ambiente, se concluye que si existe un efecto en el desempeño de la UCOP cuando se aumenta la temperatura ambiente, tomando como referencia el test realizado a temperatura ambiente de 30 °C como se plantea en la NOM-012-ENER-2019, esto se evidencia en las siguientes conclusiones:

1. El tiempo para la estabilización del sistema **aumenta** con el aumento de la temperatura ambiente, debido a que se debe regular la potencia de calentamiento del fluido secundario para llegar a cumplir con los parámetros establecidos por la NOM-012-ENER-2019.
2. La potencia de calentamiento del fluido secundario **disminuye**, esto debido a que desde el software donde se controlan las condiciones de experimentación, se manipula esta variable para garantizar el cumplimiento de los parámetros de la norma. Esto nos da una idea de que al aumentar la temperatura ambiente la capacidad de refrigeración de la UCOP se ve afectada negativamente, ya que disminuye la misma.
3. Se logra una **menor** temperatura de evaporación dentro del rango planteado por la norma, esto debido a la disminución de la potencia de calentamiento del fluido secundario.
4. La temperatura de sobrecalentamiento **disminuye**, esto ocurre por el efecto de la disminución de la potencia de calentamiento del fluido secundario, y se debe tener en cuenta que en el sistema de refrigeración se encuentra instalada una válvula de expansión electrónica (VEE), la cual se acciona en función

del sobrecalentamiento que se desee a la salida del evaporador, mediante la regulación del flujo de refrigerante a la entrada del evaporador.

5. El flujo promedio de refrigerante **disminuye**, puesto que a la entrada del evaporador del calorímetro se encuentra instalada VEE, la cual tiene la función de provocar la expansión del refrigerante y de regula el flujo del mismo en función del sobrecalentamiento como se explicó anteriormente.
6. La presión del fluido refrigerante a la entrada de la válvula de expansión y la presión de evaporación **aumentan**. Esto se debe a la restricción del paso de refrigerante por la válvula de expansión, cuando el compresor de la UC comprime el fluido.
7. La temperatura del fluido refrigerante a la entrada de la VEE **aumenta**. Esto se debe al aumento de la presión aguas arriba de la VEE provocada por la restricción al paso del refrigerante.
8. La presión a la entrada del compresor **disminuye**, mientras que la presión en la descarga del compresor **aumenta**. Debido a que la VEE restringe el paso del refrigerante, esto provoca una contrapresión en la descarga del compresor ocasionando un aumento de la presión, y lógicamente al restringir el flujo del refrigerante esto ocasiona que caiga la presión en la succión del compresor debido a un déficit del fluido.
9. La temperatura a la entrada del compresor **disminuye**, mientras que la temperatura en la descarga del compresor **aumenta**. Esto es provocado por el aumento de la presión en la descarga del compresor y la disminución en la succión del mismo.
10. La transferencia de calor en el evaporador **disminuye**, esto debido a que hay una disminución en el diferencial de entalpía entre la entrada y la salida del refrigerante en el evaporador, y también porque disminuye el flujo de refrigerante. Esto está estrechamente relacionado con el aumento de las presión en

la entrada de la VEE, y la disminución de la potencia de calentamiento del fluido secundario, lo cual impacta directamente sobre el estado termodinámico del refrigerante a la entrada y salida del evaporador.

11. La potencia eléctrica consumida por la UCOP **disminuye**, esto debido a que hay una ligera disminución en el trabajo realizado por el compresor sobre el refrigerante, lo cual contribuye a una disminución de la corriente demandada por la UCOP y también de los accesorios que consumen energía eléctrica y forman parte de este equipo.
12. **Disminuye** la eficiencia del ciclo (COP) con el aumento de la temperatura ambiente. Este fenómeno está asociado a una ligera disminución en el trabajo realizado por el compresor hacia el refrigerante, y la disminución de la transferencia de calor en el evaporador.
13. **Disminuye** el Factor de Eficiencia Energético Estandarizado con el aumento de la temperatura ambiente. Como se plantea en la NOM-012-ENER-2019, este factor está asociado principalmente con el consumo eléctrico de la UCOP y sus accesorios, y con la potencia calórica transferida en el evaporador. Teniendo en cuenta que hay una disminución en ambos casos para estos valores obtenidos con el aumento de la temperatura ambiente, es que se evidencia una disminución en el FEEE siguiendo el método de cálculo planteado para este factor en la Ecuación 4.24.

6.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar las experimentaciones hasta llegar a una temperatura ambiente de 50 °C aumentando 5 °C por cada prueba, esto con el objetivo de tener un panorama más amplio en cuanto al desempeño de la UCOP y acercarnos lo más posible a las condiciones reales del país y las zonas donde las temperaturas son más elevadas.

- Se recomienda completar las pruebas donde se varíe la masa de refrigerante en el circuito de refrigeración, esto con el objetivo de evaluar el desempeño de la UCOP bajo esta condición, lo cual nos daría una idea de lo que pudiera ocurrir en situaciones reales cuando haya un déficit o un exceso de refrigerante en el sistema.
- Se recomienda hacer un análisis de pérdidas de calor en el calorímetro, con el objetivo de tener conocimiento de como se está llevando a cabo la transferencia de calor entre el refrigerante y el fluido secundario, además de saber cuánto del total de calor suministrado por la resistencia eléctrica al fluido secundario se pierde en el sistema.

APÉNDICE A

APÉNDICE

A.1 GRÁFICOS DE LA ZONA DE ESTABILIDAD ANALIZADA, REFERIDOS AL TEST DE REFERENCIA A TEMPERATURA AMBIENTE DE 30 °C

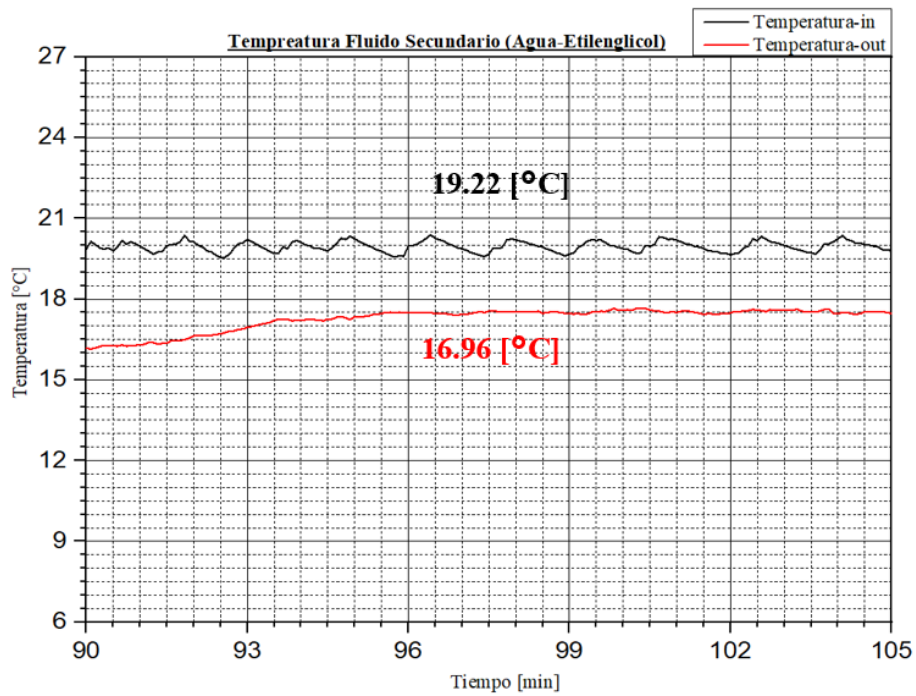


Figura A.1: Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol)

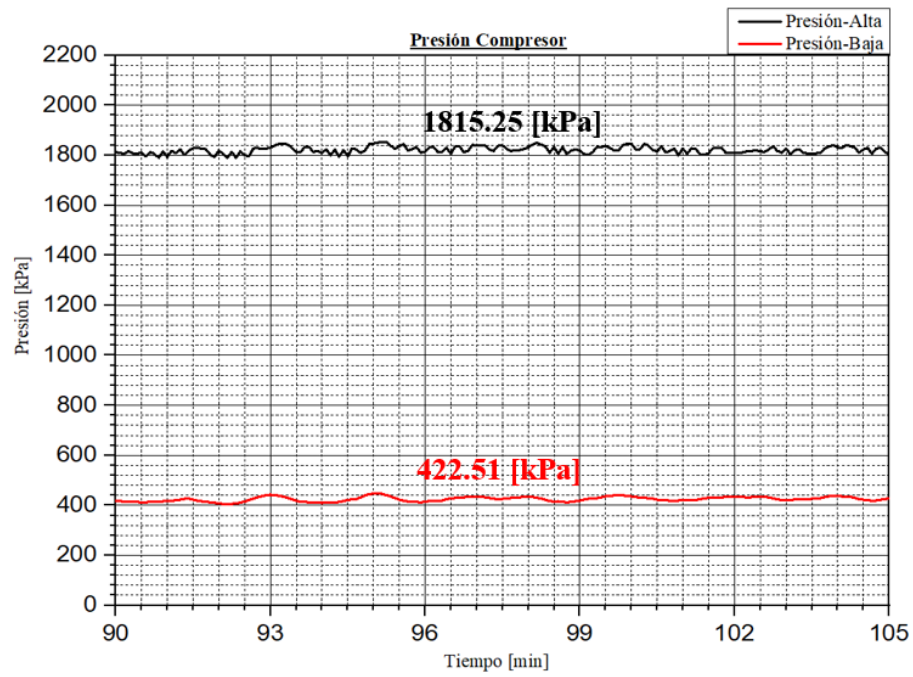


Figura A.2: Presión en el compresor

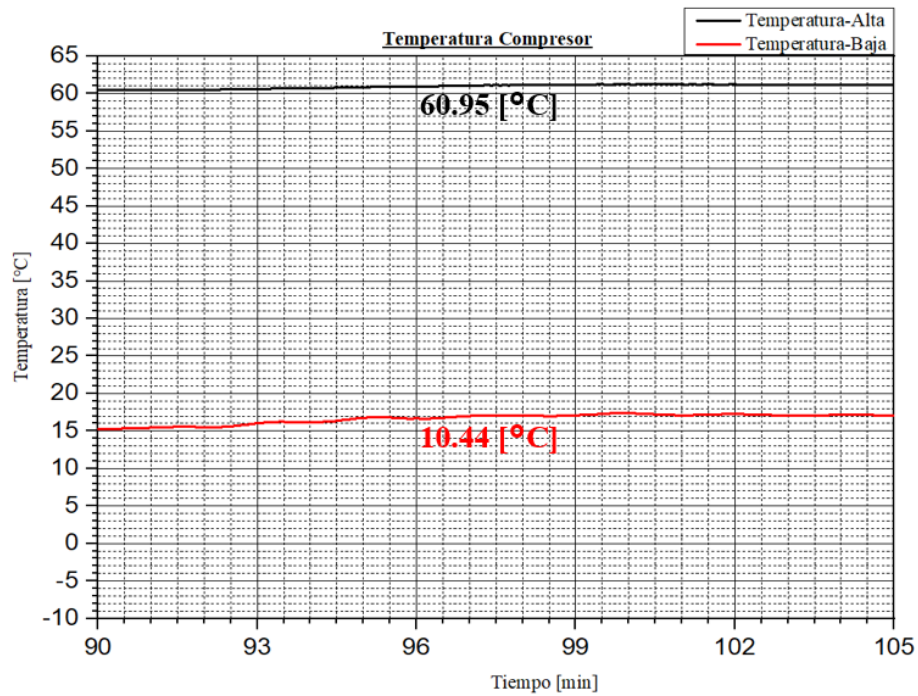


Figura A.3: Temperatura en el compresor

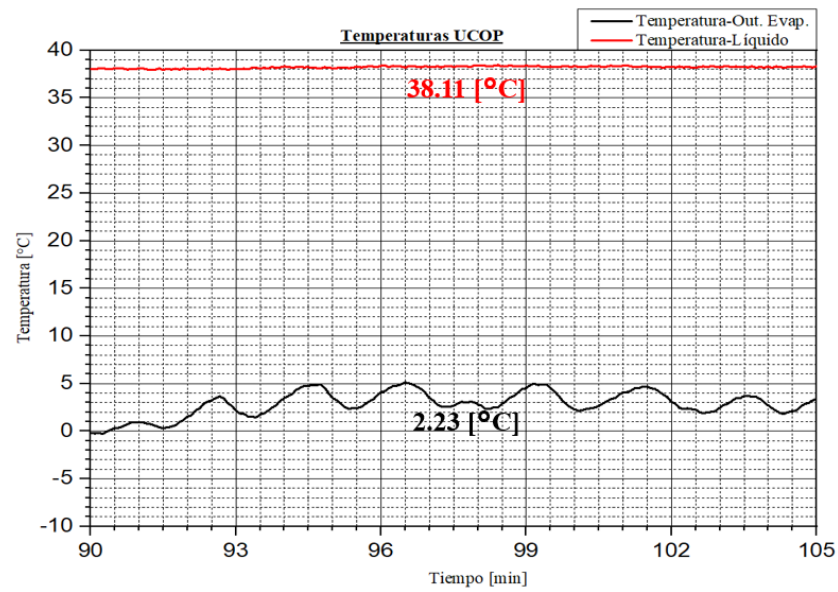


Figura A.4: Temperatura UCOP

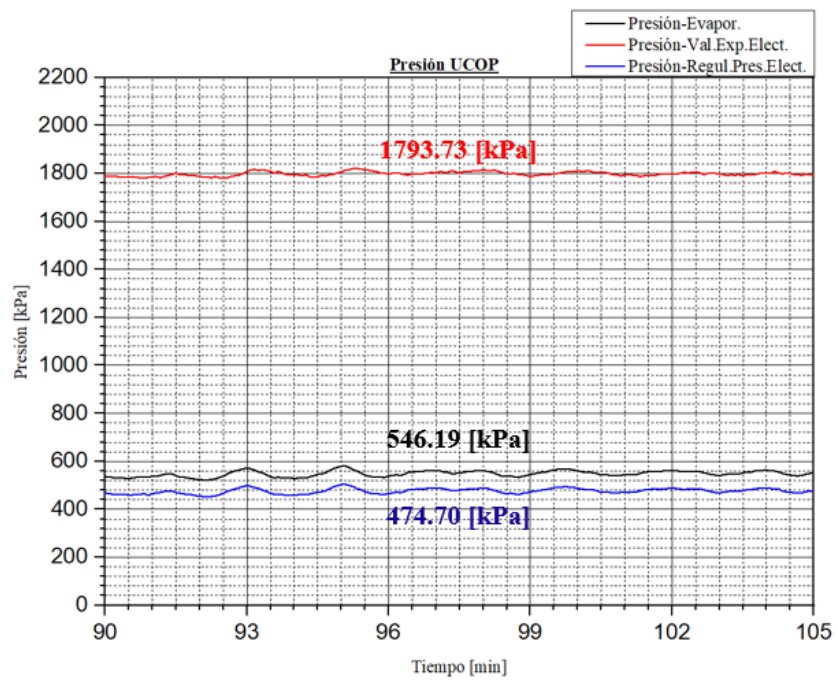


Figura A.5: Presión UCOP

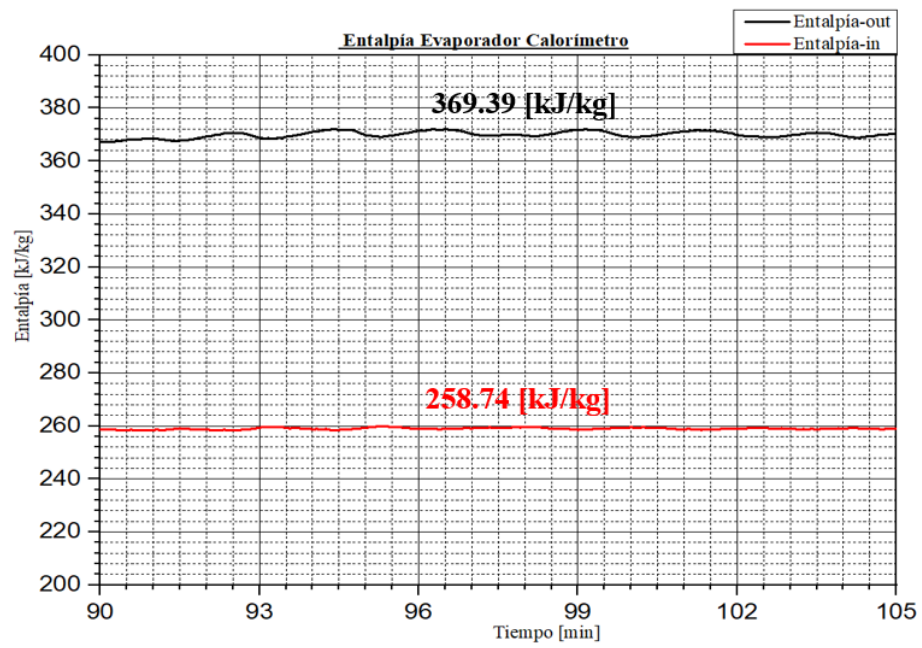


Figura A.6: Entalpía evaporador del calorímetro

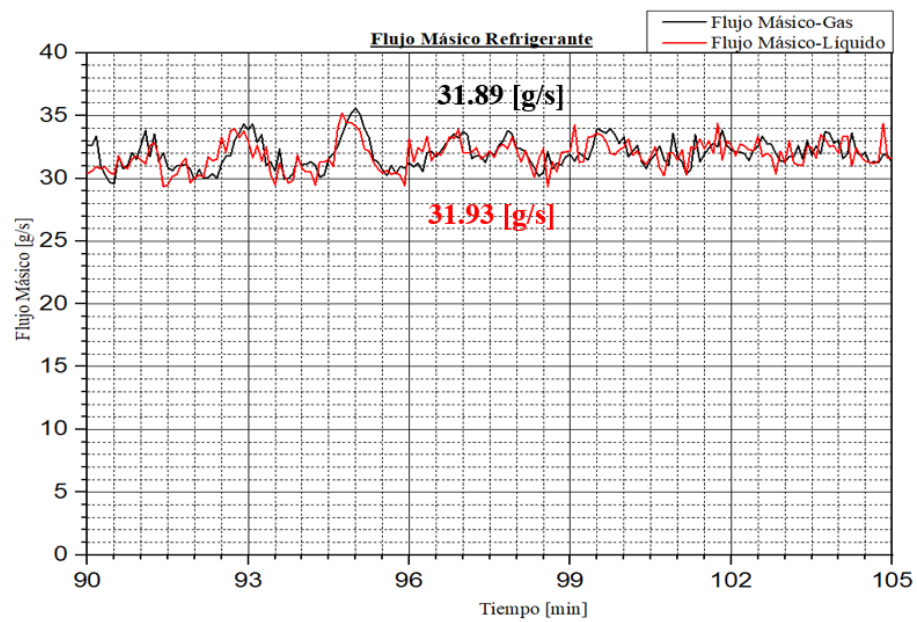


Figura A.7: Flujo másico refrigerante

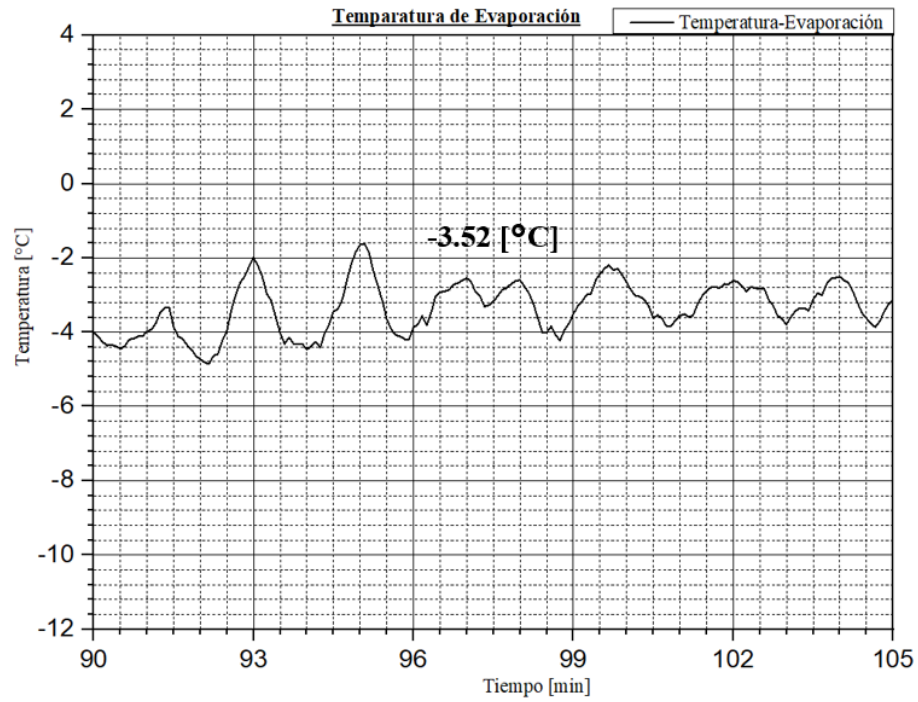


Figura A.8: Temperatura de evaporación

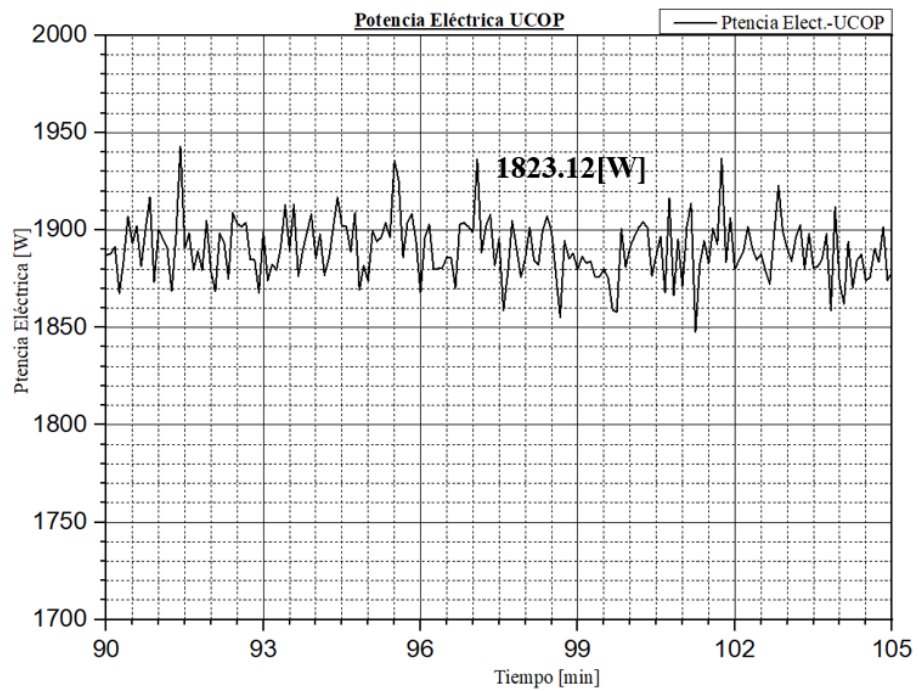


Figura A.9: Potencia eléctrica UCOP

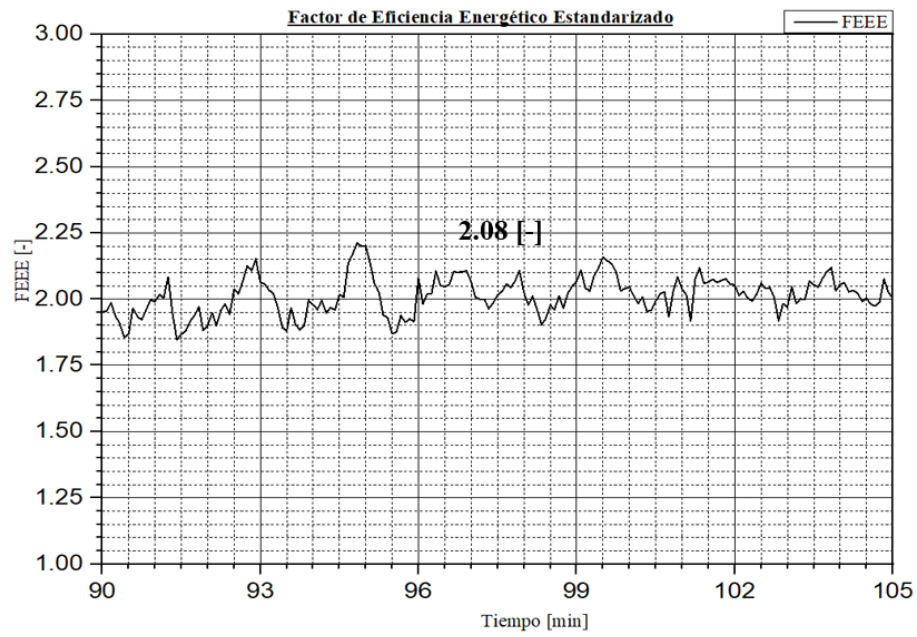


Figura A.10: Factor de Eficiencia Energético Estandarizado

A.2 GRÁFICOS DE LA ZONA DE ESTABILIDAD

ANALIZADA, REFERIDOS AL TEST A TEMPERATURA
AMBIENTE DE 35 °C

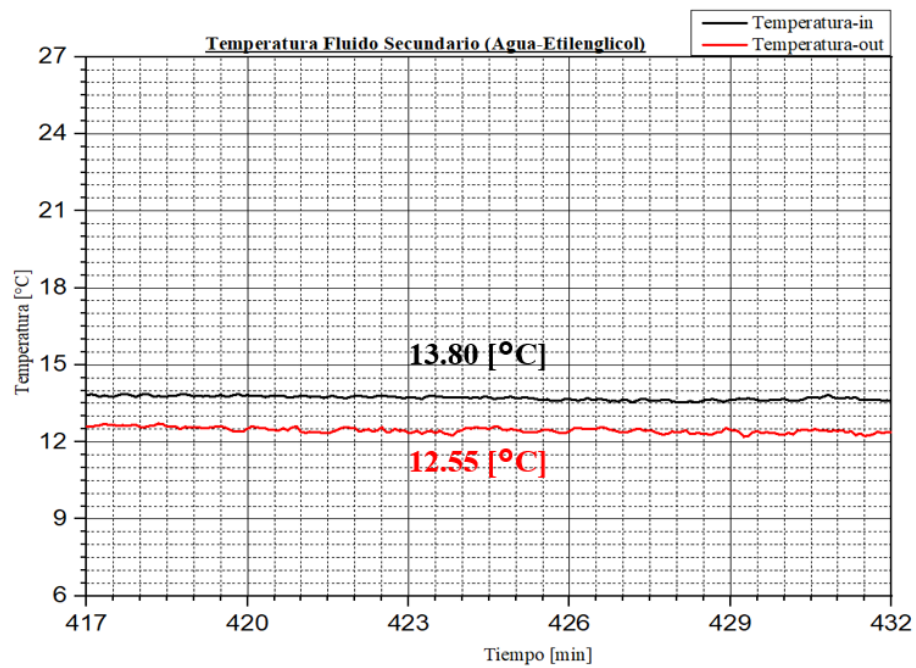


Figura A.11: Temperatura del fluido secundario (Agua-Etilenglicol).

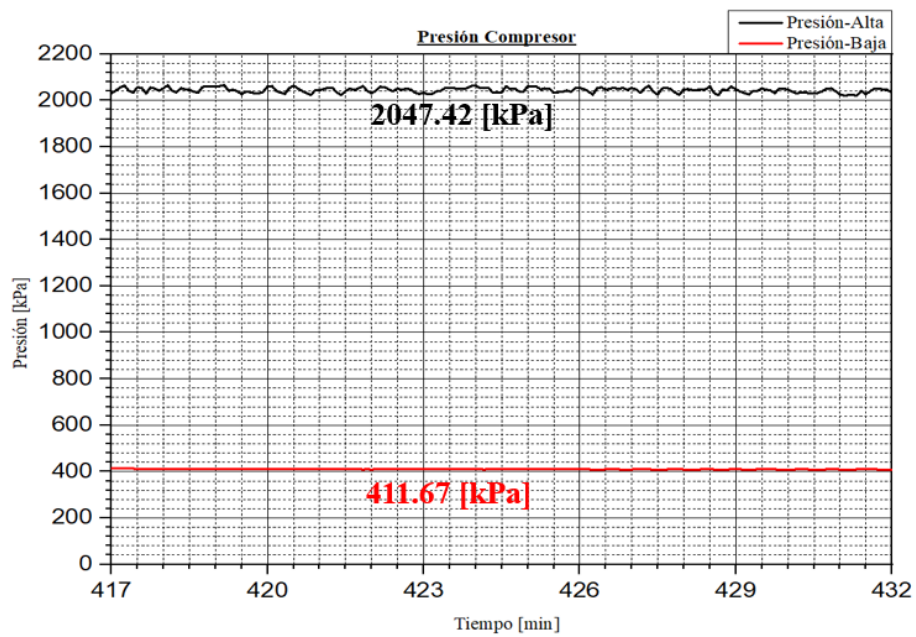


Figura A.12: Presión del compresor.

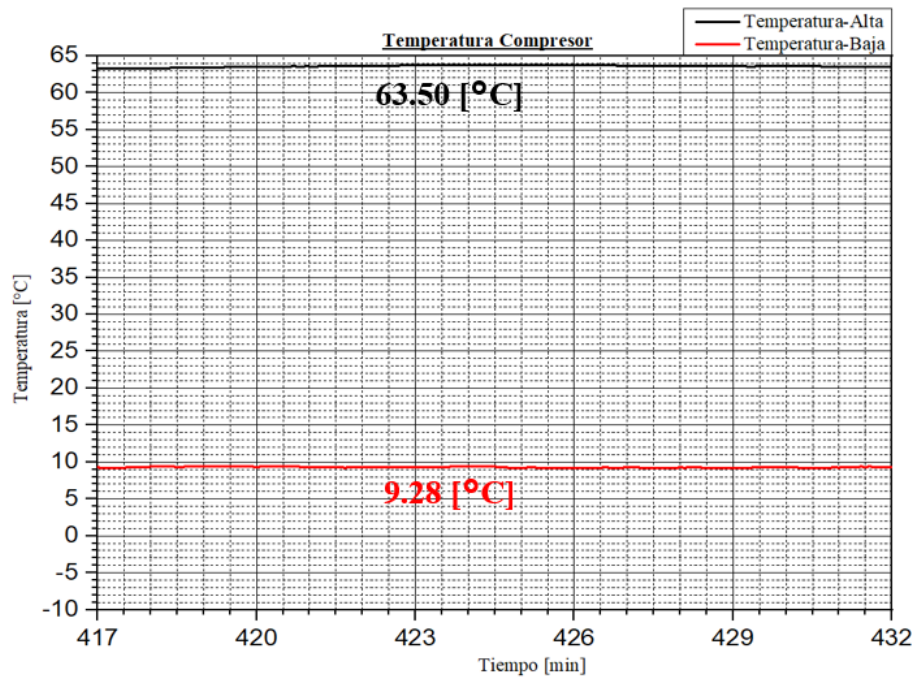


Figura A.13: Temperatura del compresor.

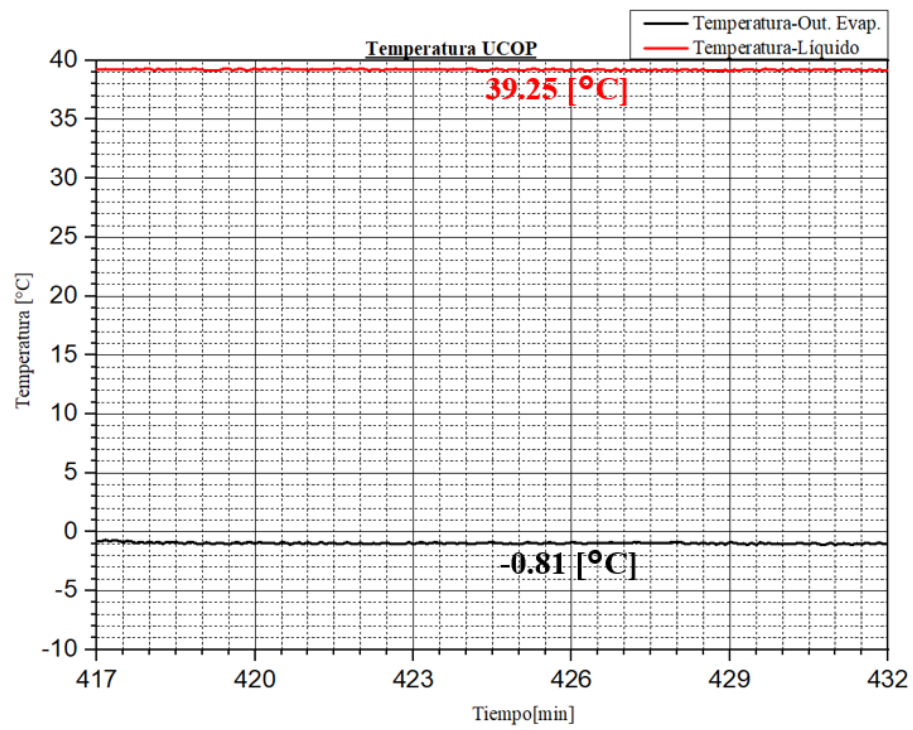


Figura A.14: Temperatura UCOP.

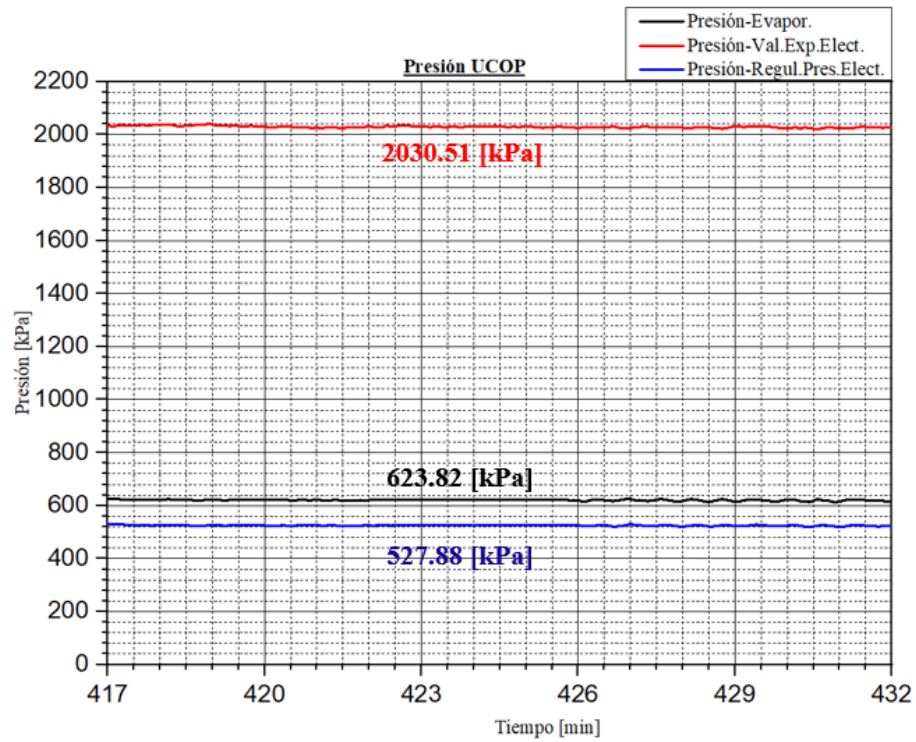


Figura A.15: Presión UCOP.

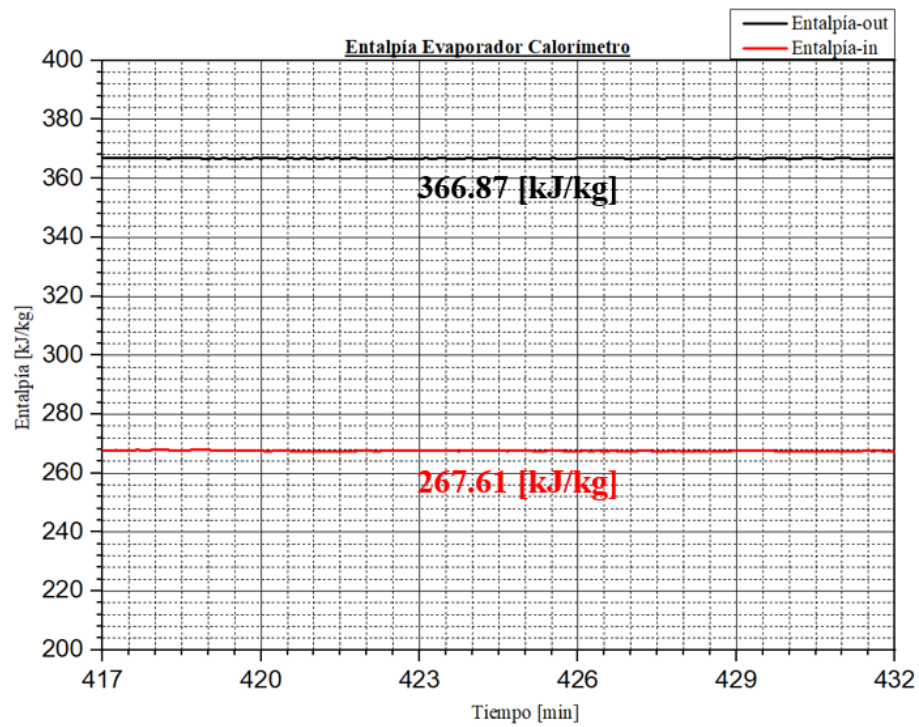


Figura A.16: Entalpía evaporador del calorímetro.

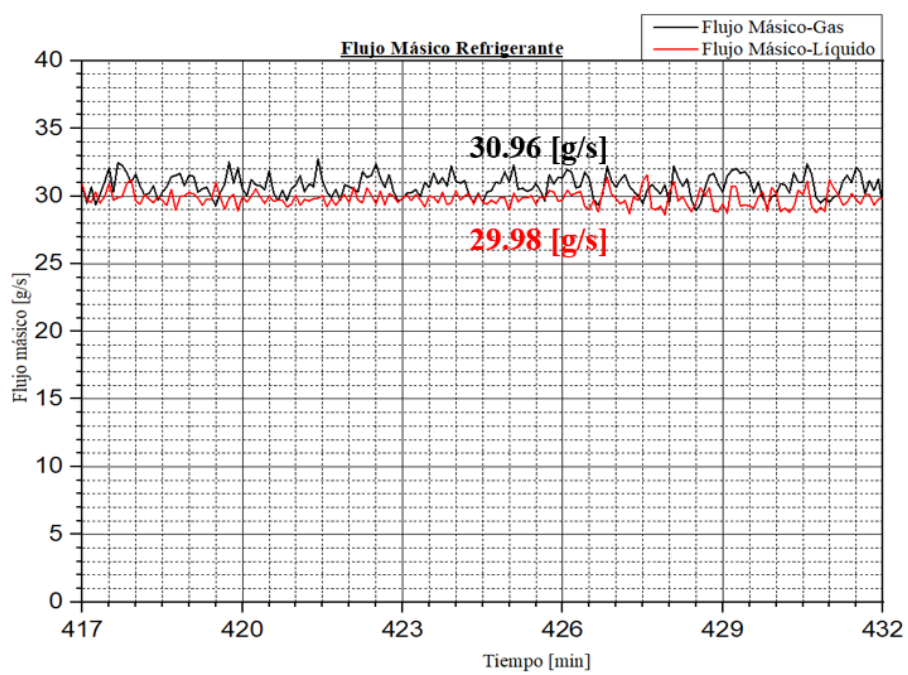


Figura A.17: Flujo másico refrigerante.

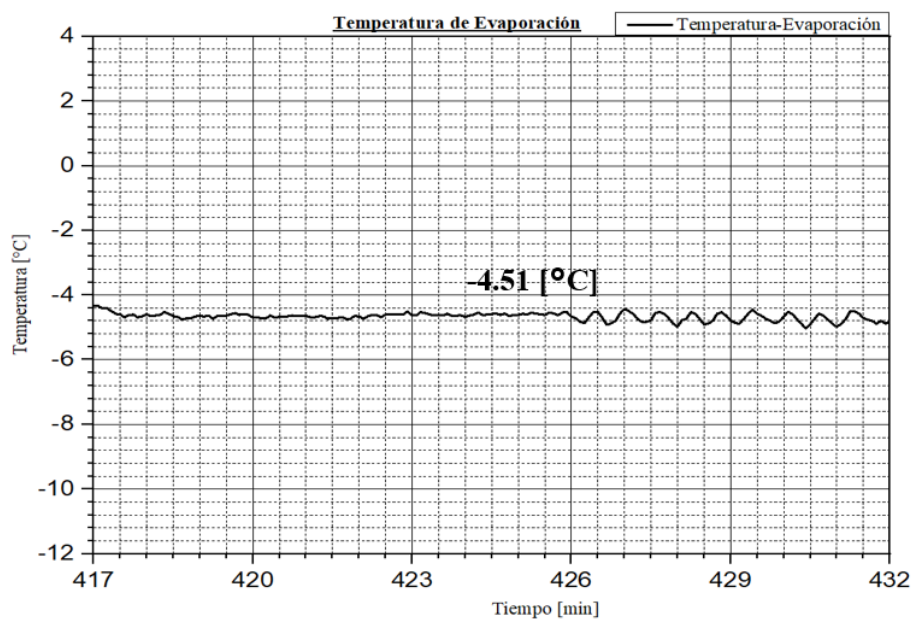


Figura A.18: Temperatura de evaporación.

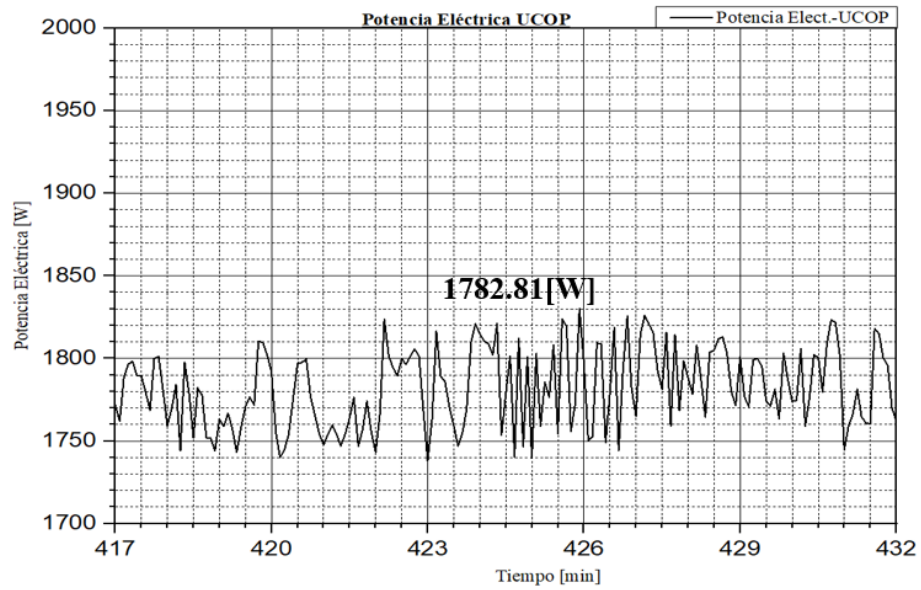


Figura A.19: Potencia eléctrica.

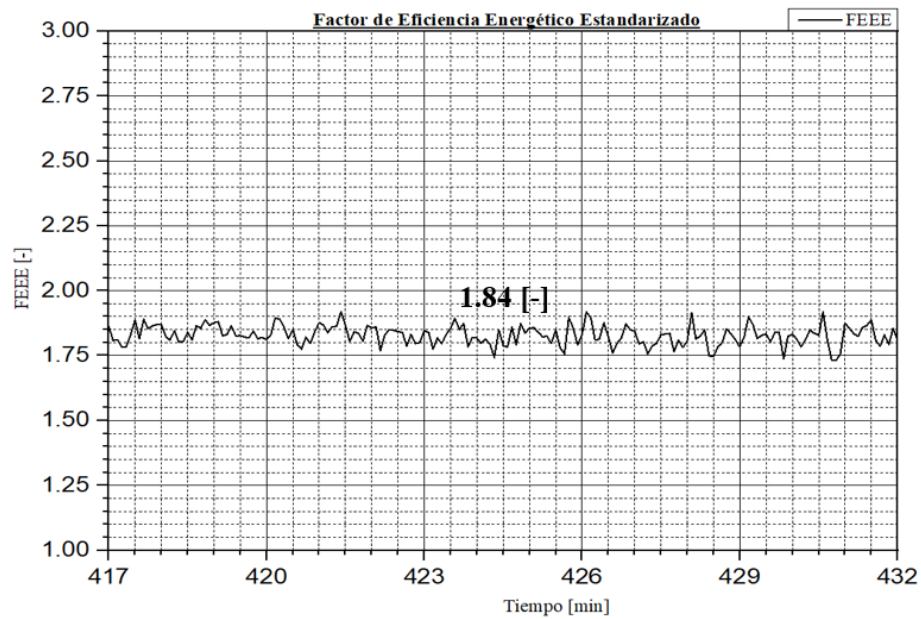


Figura A.20: Factor de Eficiencia Energético Estandarizado.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] ABAS, N., A. R. KALAIR, N. KHAN, A. HAIDER, Z. SALEEM y M. S. SALEEM, «Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **90**(August 2016), págs. 557–569, 2018, URL <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.099>.
- [2] AGENCY, I. E., «Renewables Information 2018: Overview», *IEA Statistics*, pág. 497, 2018, URL <https://webstore.iea.org/download/direct/2260?fileName=Renewables{ }Information{ }2018{ }Overview.pdf>.
- [3] AHAMED, J. U., R. SAIDUR y H. H. MASJUKI, «Investigation of Environmental and Heat Transfer Analysis of Air Conditioner Using Hydrocarbon Mixture Compared to R-22», *Arabian Journal for Science and Engineering*, **39**(5), págs. 4141–4150, 2014.
- [4] AHRI STANDARD 421 (SI), «2016 Standar for performance rating of forced-circulation free-delivery unit coolers for refrigeration», , 2016.
- [5] B. PAVKOVIC, «Past, present and future perspectives of refrigerants in air-conditioning, refrigeration and heat pump applications», *REHVA Journal*, (December), pág. 6, 2013.
- [6] BENHADID-DIB, S. y A. BENZAOU, «Refrigerants and their impact in the environment. Use of the solar energy as the source of energy», *Energy Procedia*, **6**, págs. 347–352, 2011, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2011.05.040>.

-
- [7] BJÖRK, E. y B. PALM, «Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature», *International Journal of Refrigeration*, **29**(5), págs. 789–798, 2006.
- [8] BOENG, J. y C. MELO, «Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction», *international journal of refrigeration*, **41**, págs. 37–44, 2014.
- [9] BORTOLINI, M., M. GAMBERI, R. GAMBERINI, A. GRAZIANI, F. LOLLI y A. REGATTIERI, «Retrofitting of R404a commercial refrigeration systems using R410a and R407f refrigerants mes frigorifiques commerciaux au R404a Conversion des syst e nes R410a et R407f en utilisant les frigorig e», *International Journal of Refrigeration*, **55**, págs. 142–152, 2014, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.015>.
- [10] CCNNPURRE, «Proyecto de norma oficial mexicana proy-nom-012-ener-2017, eficiencia energética condensadoras y evaporadoras para refrigeración. límites, métodos de prueba y etiquetado. de unidades», , 2017.
- [11] CCNNPURRE, «NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-015-ENER-2018», , 2018.
- [12] CCNNPURRE, «NORMA OFICIAL MEXICANA NOM-012-ENER-2019», , 2019, [arXiv:1011.1669v3](https://arxiv.org/abs/1011.1669v3).
- [13] CENGEL, Y. y M. BOLES, «TERMODINÁMICA DE CENGEL 8va EDICION», **8 edition**, pág. 1009, 1390, URL <https://www.fime.me/downloads.php?do=file{id}=1030>.
- [14] CUEVAS, C. y E. L. WINANDY, «New approach for performance testing of air-cooled condensing units», *Experimental thermal and fluid science*, **27**(7), págs. 781–787, 2003.
- [15] DINIZ, M. C., C. MELO y C. J. DESCHAMPS, «Experimental performance assessment of a hermetic reciprocating compressor operating in a household re-

- frigerator under on-off cycling conditions», *International Journal of Refrigeration*, **88**, págs. 587–598, 2018, URL <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.03.024>.
- [16] DUGGAN, M. G., G. F. HUNDY y S. LAWSON, «Refrigeration compressor performance using calorimeter and flowrater techniques.», , 1988.
- [17] EVANS, J. A., E. C. HAMMOND, A. J. GIGIEL, L. REINHOLDT, K. FIKIIN y C. ZILIO, «Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores», *Applied Thermal Engineering*, **62**(2), págs. 697–705, 2014, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.10.023>.
- [18] FLESCH, R. C. y J. E. NORMEY-RICO, «Modelling, identification and control of a calorimeter used for performance evaluation of refrigerant compressors», *Control Engineering Practice*, **18**(3), págs. 254–261, 2010, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2009.11.003>.
- [19] FLORES, M. M. M., *Desempeño Energético debido al uso de estrategias de control en una cámara de clima controlado mediante el índice de desempeño y la eficiencia del sistema de refrigeración*, Tesis Doctoral, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2016.
- [20] FONSECA, A. P. y O. M. TEODORO, «Design and characterization of refrigerant reference leaks A.P.», *International Journal of Refrigeration*, **100**, págs. 463–470, 2019, URL <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.02.007>.
- [21] FSADNI, A. M. y J. P. WHITTY, «A review on the two-phase heat transfer characteristics in helically coiled tube heat exchangers», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **95**, págs. 551–565, 2016, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.034>.
- [22] GU, J., S. WANG y Z. GAN, «Introduction», en *Two-Phase Flow in Refrigeration Systems*, Springer Science+Business Media New York, págs. 1–152, 2014.

- [23] HARRINGTON, L., L. AYE y B. FULLER, «Impact of room temperature on energy consumption of household refrigerators: Lessons from analysis of field and laboratory data», , 2018, URL <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.060>.
- [24] HERMES, C., C. MELO y F. KNABBEN, «Alternative Energy Test Method for Frost-Free Refrigerators and Freezers», *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, págs. 1–9, 2012, URL <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1162>.
- [25] HERNÁNDEZ, C., *Diseño, construcción y puesta en operación de un calorímetro de flujo secundario.*, Tesis Doctoral, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2019.
- [26] HUNDY, G. H., A. R. TROTT y T. C. WELCH, *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2008.
- [27] INCROPERA, F. P., «Fundamentos de Transferencia de Calor», en P. E. R. Vazquez (editor), *Transferencia de Calor*, cuarta edición, capítulo 9, pág. 881, 1999.
- [28] INEGI, «Datos estadísticos brindados por encuestas realizadas en México.», *Informe técnico*, INEGI, 2019, URL <https://www.inegi.org.mx/rde/2019/08/20/entrada-2/>.
- [29] ING. CRISTIAN RAMÍREZ HERNÁNDEZ, *Diseño, construcción y puesta en operación de un calorímetro de flujo secundario.*, Tesis Doctoral, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2019.
- [30] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE, «Climate change and Land», , 2019, URL <https://www.environment.gov.au/climate-change/climate-science-data/climate-science/ipcc/specialreport>.
- [31] INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION, «The role of refrigeration in the economy», *Informe técnico*, International Institut of Refrigeration,

- 2015, URL <http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech{ }29{ }EN.pdf>.
- [32] LI, H., F. CAO, X. BU, L. WANG y X. WANG, «Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle», *Applied Energy*, **121**, págs. 96–103, 2014, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079>.
- [33] LI, Z., H. JIANG, X. CHEN y K. LIANG, «Optimal refrigerant charge and energy efficiency of an oil-free refrigeration system using R134a», *Applied Thermal Engineering*, **164**(May 2019), pág. 114473, 2020, URL <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114473>.
- [34] MAHLIA, T. M. y R. SAIDUR, «A review on test procedure, energy efficiency standards and energy labels for room air conditioners and refrigerator-freezers», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **14**(7), págs. 1888–1900, 2010, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.03.037>.
- [35] MAKHNATCH, P. y R. KHODABANDEH, «The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant», *Energy Procedia*, **61**, págs. 2460–2463, 2014, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.023>.
- [36] MAKHNATCH, P., A. MOTA-BABILONI, J. ROGSTAM y R. KHODABANDEH, «Retrofit of lower GWP alternative R449A into an existing R404A indirect supermarket refrigeration system», *International Journal of Refrigeration*, **76**, págs. 184–192, 2017, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.02.009>.
- [37] NACIONES UNIDAS, «PROTOCOLO DE KYOTO DE LA CONVENCIÓN MARCO DE LAS NACIONES UNIDAS SOBRE EL CAMBIO CLIMÁTICO», *Informe técnico*, ONU, 1998.
- [38] ONU, *Protocolo de Montreal Relativo a las Sustancias que Agotan la Capa de Ozono. Serie de Tratados de las Naciones Unidas vol. 1522, n° 1 - 26369*,

- 1987, URL <https://treaties.un.org/doc/Publication/UNTS/Volume1522/volume-1522-I-26369-English.pdf>.
- [39] PLAZAS, J. P., *LOS REFRIGERANTES Y EL MEDIO AMBIENTE*, Tesis Doctoral, 2012.
- [40] SENER, «Balance Nacional de Energía», *Informe técnico*, 2017, URL <https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/414843/Balance{ }Nacional{ }de{ }Energ{ }a{ }2017.pdf>.
- [41] SHINE, K. P., J. S. FUGLESTVEDT, K. HAILEMARIAM y N. STUBER, «ALTERNATIVES TO THE GLOBALWARMING POTENTIAL FOR COMPARING CLIMATE IMPACTS OF EMISSIONS OF GREENHOUSE GASES KEITH», *Climate Change*, **68**(2005), págs. 281–302, 2005.
- [42] SRUTHI EMANI, M., R. ROY y B. KUMAR MANDAL, «Development of Refrigerants: a Brief Review», *Indian J.Sci.Res*, **14**(2), págs. 175–181, 2017.
- [43] STANDARD, A. *et al.*, «Methods of Testing for Rating the Performance of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units That Operate at Subcritical Temperatures», en *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc*, 2010.
- [44] TARRAD, A. H., F. A. SALEH y D. M. MAHMOOD, «A Thermal Assessment for Vertical Helical Immersion Coil Evaporator in a Water Chiller», **2**(5), págs. 62–73, 2015.
- [45] TASHTOUSH, B. y M. BANI YOUNES, «Comparative Thermodynamic Study of Refrigerants to Select the Best Environment-Friendly Refrigerant for Use in a Solar Ejector Cooling System», *Arabian Journal for Science and Engineering*, **44**(2), págs. 1165–1184, 2019, URL <https://doi.org/10.1007/s13369-018-3427-4>.
- [46] TROTT, A. R. y T. C. WELCH, *Refrigeration and Air-Conditioning*, third edición, 2008.

-
- [47] WANG, F. J., K. I. TSAI, Y. J. WANG y H. C. LEE, «Experimental investigation of a process cooling system retrofitted with HFC-404A refrigerant for precise manufacturing application», *Journal of Mechanical Science and Technology*, **25**(2), págs. 495–501, 2011.
- [48] WANG, S. K., *Handbook of air conditioning and refrigeration*, tomo 32, 1994.
- [49] YATAGANBABA, A., A. KILICARSLAN y I. KURTBAŞ, «Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system», *International Journal of Refrigeration*, **60**, págs. 26–37, 2015, URL <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.010>.

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Odlan Lázaro Soler Romero

Candidato para obtener el grado de
Maestría en Ciencias de la Ingeniería
con Orientación en Energías Térmica y Renovable

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Tesis:

EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UNA UNIDAD CONDENSADORA
DE MEDIA TEMPERATURA EN CONDICIONES DE TEMPERATURA
AMBIENTE VARIABLE

Hijo de Juana Luisa Romero Martínez y Lázaro Soler Facet, nacido en La Haba, Cuba el 10 de octubre del 1991. Obtuve el título de Ingeniero Mecánico de la facultad de Ingeniería Mecánica, del la Universidad Tecnológica de La Habana José Antonio Echeverría (CUJAE), egresado de la misma en julio 2015. Trabajé en la industria farmacéutica en la planta SOLMED perteneciente a la empresa MEDSOL, desempeñando el cargo de Especialista de Mantenimiento Termoenergético en el período comprendido de septiembre del 2015 hasta septiembre del 2018.